



Уральский
федеральный
университет

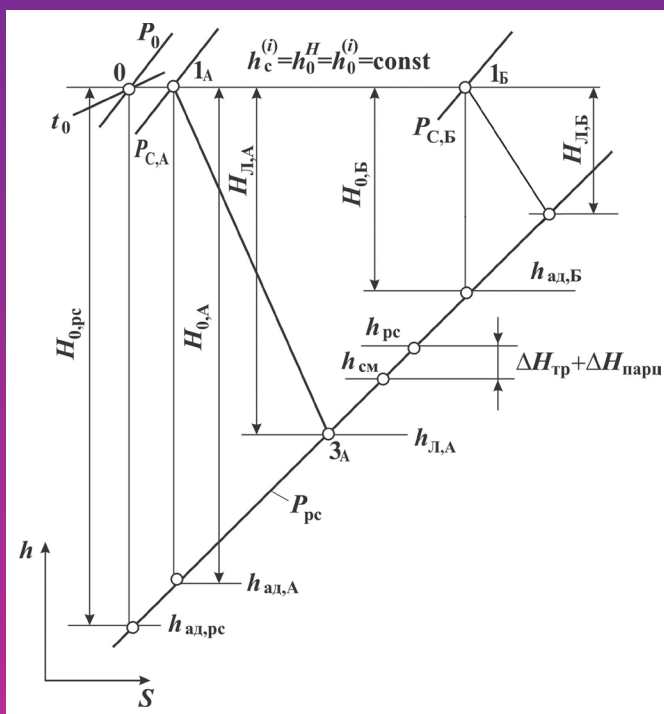
имени первого Президента
России Б. Н. Ельцина

Уральский
энергетический
институт

В. Н. ГОЛОШУМОВА

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Учебно-методическое пособие



Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
Уральский федеральный университет имени
первого Президента России Б. Н. Ельцина

В. Н. Голошумова

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Учебно-методическое пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза,
обучающихся по направлению подготовки
13.04.03 «Энергетическое машиностроение»

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2019

УДК 621.165(075.8)

ББК 31.363.2я73

Г61

Рецензенты:

завкафедрой энергетики Уральского государственного лесотехнического университета д-р техн. наук, проф. *С. М. Шанчуров*;
заместитель главного инженера ОАО «Уралэнергоремонт» канд. техн. наук
В. В. Кортенко

Научный редактор — д-р техн. наук, ст. науч. сотр. *В. Н. Брезгин*

Изображение на обложке из архива автора.

Голошумова, В. Н.

Г61 Расчет характеристик регулирующей ступени паровой турбины при переменных режимах работы : учебно-методическое пособие / В. Н. Голошумова. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2019. — 156 с.

ISBN 978-5-7996-2573-3

Изложена методика и приведена последовательность расчета параметров пара, КПД и мощности регулирующей ступени паровой турбины, работающей при переменных режимах с открытыми полностью и с частично открытыми регулирующими клапанами, а также расчета этой ступени при номинальном режиме работы. В расчетах широко применяются функции WaterSteamPro для определения свойств водяного пара. Приведена методика распределения числа сопел регулирующей ступени между отдельными сегментами, необходимая при проектировании парораспределения турбины. Работа является частью учебно-методического и информационного обеспечения дисциплины «Переменные режимы паровых турбин и паротурбинных установок» для магистров, обучающихся по направлению «Энергетическое машиностроение».

Библиогр.: 54 назв. Рис. 31. Табл. 23. Прил. 4.

УДК 621.165(075.8)

ББК 31.363.2я73

ISBN 978-5-7996-2573-3

© Уральский федеральный
университет, 2019

Оглавление

Предисловие	4
Введение	6
1. Расчет распределения расхода пара между отдельными сопловыми сегментами	21
1.1. Определение давления в камере регулирующей ступени при переменных режимах	21
1.2. Определение расходов пара через каждый сопловый сегмент при переменном режиме	25
1.3. Определение расходов пара потоков А и Б с учетом парциальности при переменных режимах	39
1.4. Определение мощности и относительного внутреннего КПД регулирующей ступени при переменных режимах	46
2. Термогазодинамический расчет регулирующей ступени при номинальном режиме	55
3. Расчет числа сопл в сопловых сегментах и уточнение характеристик регулирующей ступени при переменных режимах	81
4. Расчет переменных режимов регулирующей ступени с полностью открытыми регулируемыми клапанами паротурбинной установки	91
5. Расчет переменных режимов регулирующей ступени с частично открытым регулирующим клапаном паротурбинной установки	110
Заключение	125
Дополнение	127
Библиографический список	140
Приложение 1. Требования к курсовой работе магистра	146
Приложение 2. Форма задания на курсовую работу	151
Приложение 3. Форма титульного листа пояснительной записки к курсовой работе	152
Приложение 4. Форма рецензии на курсовую работу	153

Предисловие

В учебно-методическом пособии представлено методическое обеспечение дисциплины «Переменные режимы паровых турбин и паротурбинных установок».

Цель этой дисциплины — подготовка магистров, владеющих общими и специальными знаниями, умениями и компетенциями, необходимыми для создания современных паровых турбин и паротурбинных установок на заводах-изготовителях и при эксплуатации теплотехнического оборудования на ТЭС, ТЭЦ, АЭС.

При написании учебно-методического пособия автор ставил перед собой задачу создать руководство, включающее в себя теоретические сведения и методику расчета регулирующей ступени паровых турбин, работающих при переменных режимах. Такое руководство предназначено для самостоятельного изучения, практического освоения при выполнении курсовой работы или выпускных квалификационных работ для студентов, обучающихся по направлениям «Энергетическое машиностроение» и «Теплоэнергетика и теплотехника».

Учебно-методическое пособие изложено в последовательности, приведенной ниже.

Во введении изложена методика расчета паровой турбины при переменных режимах работы. Результатами расчетов являются значения параметров пара перед и за регулирующей ступенью, ее располагаемый теплоперепад, эффективность работы — относительный внутренний коэффициент полезного действия регулирующей ступени, мощность регулирующей ступени.

В главе 1 приведена методика, с помощью которой легко можно распределить сопла РС между отдельными сегментами, если заданы расходы, соответствующие полному открытию регулирующих клапанов при частичных нагрузках. Такой расчет необходим при проектировании соплового парораспределения турбины.

В главе 2 приведена рекомендуемая последовательность расчета термодинамической паровой РС турбины при номинальном режиме работы по одномерной математической модели. В настоящее время одномерные расчеты не утратили своей актуальности, они практически незаменимы при предварительном проектировании, обучении студентов, имеющих компьютеры ограниченной мощности. Расчеты при номинальном режиме необходимы в качестве исходной информации для выполнения расчетов при переменных режимах.

В главах 3–5 приведена рекомендуемая последовательность расчета регулирующей ступени паровой турбины при переменных режимах работы.

Дополнительно после основных глав приведен обзор современных научных публикаций «Совершенствование конструкции цилиндра высокого давления паровых турбин в зоне паровпуска».

В прил. 1 приведены требования к оформлению отчета для курсовой работы, критерии оценки ее выполнения. Критерии оценки применимы и для составления рецензии рецензентом.

Повышенную оценку курсовой работы выше 80 баллов можно получить при условии выполнения:

- расчета коэффициента скорости и коэффициента расхода для сопловой решетки и рабочей решетки регулирующей ступени (алгоритм приведен в табл. 2.6 и 2.7);
- расчета для определения числа сопл при переменных режимах, если при максимальном режиме пар подается через 4 или 6 регулирующих клапанов (алгоритм разработать самостоятельно);
- расчета дополнительных режимов с полностью открытыми регулирующими клапанами (алгоритм приведен в табл. 4.4);
- расчета дополнительных режимов с частично открытыми регулирующими клапанами (алгоритм приведен в табл. 5.3);
- обзора современных публикаций по теме курсовой работы из доступных источников информации (стиль изложения научный, приведен в главе «Дополнение»).

В прил. 2 приведен бланк задания на курсовую работу, рекомендованный в УрФУ.

В прил. 3 приведен титульный лист отчета о курсовой работе, рекомендованный в УрФУ.

В прил. 4 приведен бланк рецензии на курсовую работу, рекомендованный в УрФУ.

Введение

Современные условия эксплуатации турбоустановок очень часто не соответствуют номинальным. Поэтому учет режима эксплуатации в оптимизационных задачах при проектировании паровых турбин позволяет существенно повысить эффективность работы турбоагрегата [1, 5, 9, 13, 14, 17, 21, 25, 33, 34, 39, 40, 46, 48, 50, 53].

В ГОСТ 24278—2016 «Установки турбинные паровые стационарные для привода электрических генераторов ТЭС. Общие технические требования» даны определения терминов:

- номинальная мощность конденсационной и теплофикационной турбины — мощность турбогенератора, указанная изготовителем, с которой турбина может работать неограниченное время, не превышающее заданный срок службы, при номинальных основных параметрах; обычно гарантируется удельный расход теплоты или пара; регулирующие клапаны не должны быть полностью открыты;
- максимальная мощность конденсационной турбины — мощность турбины при полностью открытых регулирующих клапанах и номинальных основных и других параметрах пара и чистой проточной части;
- максимальная мощность теплофикационной турбины — наибольшая мощность, которую турбина должна длительно развивать на клеммах турбогенератора при определенных соотношениях расходов отбираемого пара (в соответствии с диаграммой режимов) и давлений пара в отборах или противодавления при номинальных значениях всех других основных параметров и чистой проточной части;
- требования к маневренности (турбины должны обеспечивать длительную работу в диапазоне мощности 30—100 % от номинальной для регулирования графиков электрической нагрузки; скорости

изменения мощности в регулировочном диапазоне должны быть установлены в технических условиях или технических заданиях на турбины конкретных типоразмеров).

В ГОСТ 23269–78 «Турбины стационарные паровые. Термины и определения» даны определения терминов*:

- стопорный клапан (СК) паровой стационарной турбины — автоматический клапан, предназначенный для прекращения подачи пара в цилиндр паровой стационарной турбины в аварийной ситуации;
- регулирующий клапан (РК) паровой стационарной турбины — клапан для регулирования расхода пара через проточную часть цилиндра паровой стационарной турбины;
- сопловое парораспределение (СПР) турбины — система подачи пара к турбине, при которой изменение расхода пара осуществляется путем последовательного открытия или закрытия регулирующих клапанов, подающих пар к определенным группам сопл;
- сопловая коробка паровой турбины — часть статора, размещенная внутри корпуса, предназначенная для организации подвода пара к первой по ходу потока ступени цилиндра паровой турбины;
- сегмент сопл (СС) паровой турбины — часть соплового аппарата регулирующей ступени паровой турбины с индивидуальным подводом пара от одного или двух регулирующих клапанов;
- регулирующая ступень (РС) турбины — ступень турбины с изменяемым проходным сечением соплового аппарата;
- ступень турбины — совокупность ряда расположенных по окружности каналов, образованных направляющими лопатками или соплами, и следующего за ним вращающегося ряда (несколько рядов в случае двух- и трехвенечной ступени) каналов, образованных рабочими лопатками, с элементами установки, крепления и уплотнения, которая предназначена для преобразования энергии рабочего тела в механическую работу вращения ротора;
- цилиндр паровой стационарной турбины — часть паровой стационарной турбины, состоящая из ротора, статора и устройства для подвода и отвода пара, в которой энергия пара преобразуется в механическую работу вращения ротора;

* С сайта https://znaytovar.ru/gost/2/GOST_2326978_Turbiny_stacionar.html.

- цилиндр высокого давления (ЦВД) паровой стационарной турбины — первый по ходу пара цилиндр многоцилиндровой паровой стационарной турбины.

В допустимом диапазоне мощности паровой турбины РС может вырабатывать до 9–10 % мощности всей турбины. Например, для паровой турбины типа К-310-240-2 завода-изготовителя «Турбоатом» показана (рис. В.1) зависимость доли мощности РС N_{pc} от расхода свежего пара $N_{\text{т}}$ через проточную часть ЦВД [54].

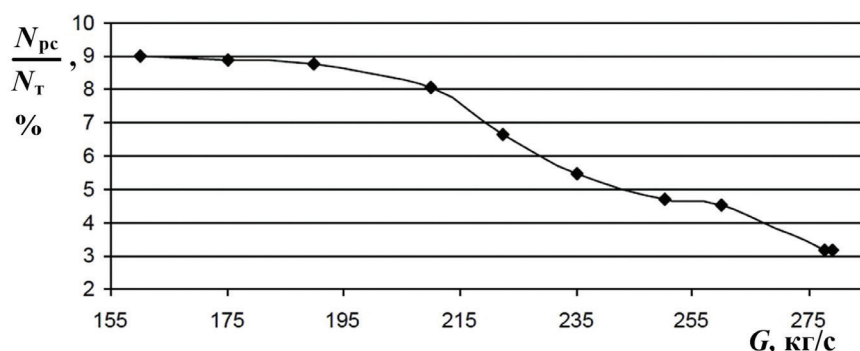


Рис. В.1. Изменение доли мощности регулирующей ступени турбины К-310-240-2 от расхода свежего пара через проточную часть ЦВД

Рассмотрим структуру проточной части ЦВД мощной паровой турбины. Элементы, входящие в состав конструкции, по своему назначению можно разделить на три объекта. *Первый объект* — сопловое парораспределение (СПР), в состав которого входит стопорный клапан (СК), регулирующие клапаны, трубопровод от СК к РК, трубопроводы к СС (сопловым коробкам РС) и РС. *Второй объект* — камера регулирующей ступени (КРС), связующее звено между СПР и остальной проточной частью ЦВД, которая предназначена для выравнивания потока на входе в первую ступень давления ЦВД. *Третий объект* — отсеки, в которых более чем 4 ступени давления с одинаковым расходом пара.

Особенность работы РС состоит в том, что при изменении расхода пара с ее помощью изменяется давление за и перед ней (вследствие дросселирования пара в частично открытых РК), наблюдается и снижение температуры пара в РС. Систематическое изменение уровня нагрузки при работе турбины при режиме регулирования графиков нагрузки приводит к постоянным изменениям температуры металла

ротора и корпуса турбины в зоне РС, что ведет к дополнительным термическим напряжениям и малоцикловой усталости металла, а значит, и снижению надежности.

В настоящее время повышение газодинамической эффективности СПР развивается по следующим направлениям:

- разработка систем эффективного регулирования и оптимизации параметров турбоустановок с учетом их работы на частичных и форсированных режимах [2];
- разработка вариантов комбинаций СС, определяющих тот или иной закон управления подъемом штоков РК для обеспечения требуемого расхода через РС, оказывающих существенное влияние на параметры пара за РС, ее располагаемый теплоперепад и эффективность работы [7];
- повышение эффективности отсека РС за счет выбора оптимальных значений параметров существующей конструкции: межвенцового зазора [54]; ширины уравнильной камеры (межступенчатый зазор) [31]; формы лопаток рабочего колеса РС, обеспечивающих оптимальную закрутку потока на входе в КРС [4]; лопатки направляющего аппарата (НА) первой ступени давления, малочувствительных к нерасчетным углам натекания [10];
- повышение эффективности КРС за счет использования дополнительных элементов выравнивания окружной неравномерности [38];
- совершенствование методов математического и физического моделирования с целью более точно прогнозировать нестационарные силовые воздействия потока на лопатки РС и последующих ступеней [19, 42, 44].

На рис. В.2 и В.3 приведены схемы проточной части ЦВД турбины с сопловым парораспределением, имеющей четыре регулирующих клапана (РК-1, РК-2, РК-3, РК-4) и сопловых сегмента (I, II, III, IV).

Пар от котла с параметрами P_0 , t_0 и расходом $G_{\text{ск}}$ поступает к СК, который при работе турбины всегда полностью открыт. В СК вследствие его сопротивления имеет место некоторая потеря давления пара, которая составляет при номинальном расходе $\Delta P_{\text{ск}} = (2...5\%) P_0$.

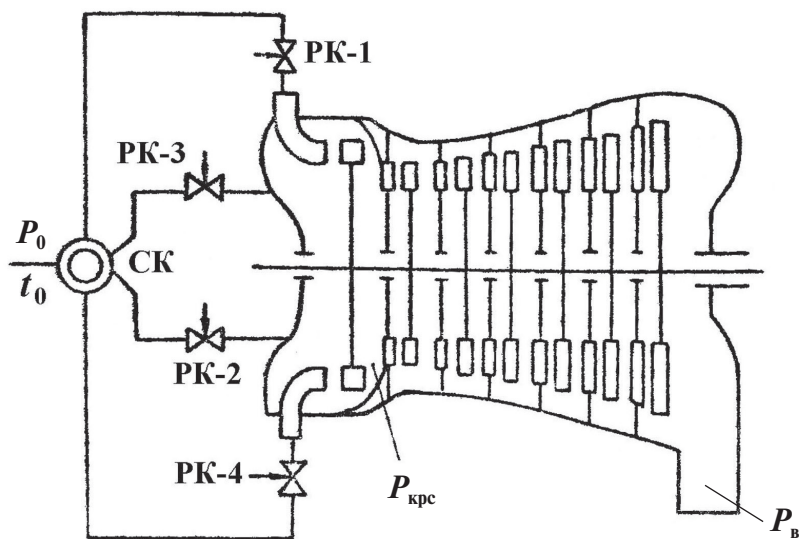


Рис. В.2. Схема проточной части ЦВД турбины с сопловым парораспределением

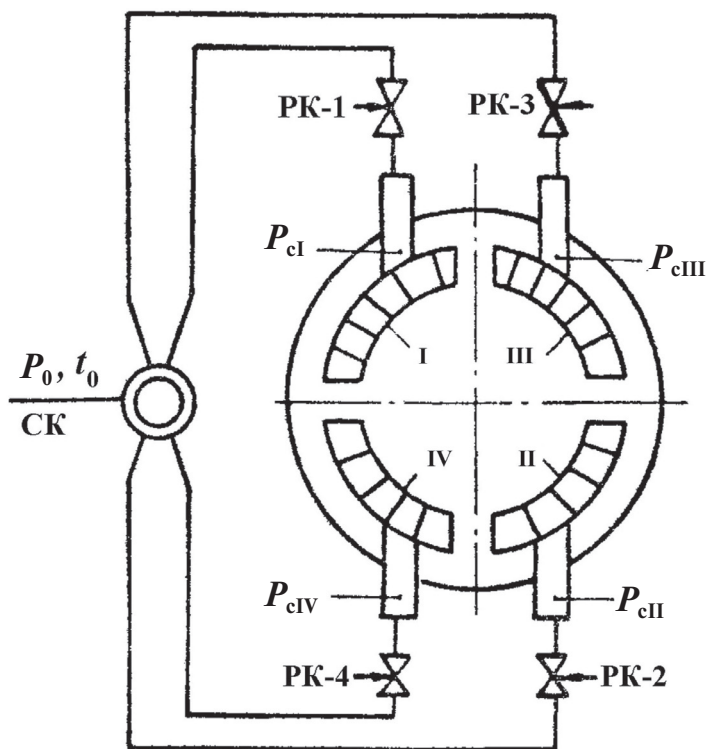


Рис. В.3. Схема подвода пара к сопловым сегментам РС

Математическая модель течения рабочего тела через СК для определения параметров пара на выходе из него и потерь давления:

$$\begin{cases} \Delta P_{\text{ск}} = P_{0\text{ск}} \zeta_{\text{ск}} (G_{\text{ск}} / G_0)^2; \\ P_{1\text{ск}} = P_{0\text{ск}} - \Delta P_{\text{ск}}; \\ \rho_{1\text{ск}} = f(P_{1\text{ск}}, h_{0\text{ск}}), \end{cases}$$

где $\Delta P_{\text{ск}}$ — потери давления свежего пара в стопорном клапане;

$P_{0\text{ск}}, P_{1\text{ск}}$ — давление пара на входе в стопорный клапан и выходе из него;

$\zeta_{\text{ск}}$ — коэффициент потерь давления пара в стопорном клапане, $\zeta_{\text{ск}} = (0,02...0,05)$;

$G_{\text{ск}}$ — расход пара через СК при переменном режиме;

G_0 — расход пара через СК при номинальном режиме;

$\rho_{1\text{ск}}$ — плотность пара за стопорным клапаном;

$h_{0\text{ск}}$ — энтальпия пара перед стопорным клапаном.

От СК пар по перепускным трубам поступает к РК.

Математические модели течения рабочего тела через трубопроводы к СК и трубопроводы от РК к СС РС базируются на идентичных зависимостях, с помощью которых определяются потери давления в трубопроводе и параметры пара на выходе из трубопровода. При этом учитываются типы применяемых труб цельнонатянутая, сварная, литая), количество и типы поворотов трубопровода (гнутый, литой, сварной), конкретные значения которых берутся из соответствующих подструктур базовой структуры. Ниже приведены основные зависимости моделирования процессов в трубопроводах:

$$\begin{cases} c_{\text{т}} = 1,273 \frac{G_{\text{т}}}{\rho_{\text{ср}} d_{\text{т}}^2}; \\ \Delta P_{\text{т}} = \left(\zeta_{\text{т}} \frac{l_{\text{т}}}{d_{\text{т}}^2} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \rho_{1\text{т}} c_{\text{т}}^2; \\ P_{1\text{т}} = P_{0\text{т}} - \Delta P_{\text{т}}; \\ \rho_{1\text{т}} = f(P_{1\text{т}}, h_{0\text{ск}}); \\ \rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_{0\text{т}} + \rho_{1\text{т}}}{2}, \end{cases}$$

где c_t — скорость пара в трубопроводе;

G_t — расход пара в трубопроводе;

$\rho_{cp}, \rho_{0t}, \rho_{1t}$ — плотности пара посередине, на входе в трубу и на выходе из нее соответственно;

d_t — внутренний диаметр трубопровода;

ΔP_t — потери давления пара в трубопроводе;

ζ_t — коэффициент потерь давления пара по длине трубопровода (зависит от типа трубы);

l_t — длина трубопровода;

ζ_i — коэффициент местных потерь давления пара (зависит от типа поворота трубопровода);

P_{1t}, P_{0t} — давления пара выходе из трубы и на входе в нее.

Математическая модель течения рабочего тела через РК включает в себя зависимости, предназначенные для вычисления массового расхода пара через каждый РК, а также параметров пара на выходе из РК:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{рк} = 0,667 \mu_{рк} B_{рк} F_{рк} \sqrt{P_{0рк} \rho_{0рк}}; \\ \mu_{рк} = f \left(\varepsilon_{рк}, \frac{m_{рк}}{d_{рк}} \right); \\ P_{0рк} = P_{1т}; \\ \rho_{0рк} = \rho_{1т}; \\ P_{1рк} = P_{0рк} - \Delta P_{рк}; \\ \Delta P_{рк} = P_{1т} \zeta_{рк} (G_{рк} / G_0)^2; \\ \varepsilon_{рк} = \frac{P_{1рк}}{P_{0рк}}; \text{ если } \varepsilon_{рк} < \varepsilon_{кр}, \text{ то } B_{рк} = 1, \text{ иначе} \\ B_{рк} = \frac{1}{1 - \varepsilon_{кр}} \sqrt{1 - 2\varepsilon_{кр} (1 - \varepsilon_{рк}) - \varepsilon_{рк}^2}; \\ \rho_{1рк} = f(P_{1рк}, h_{0ск}), \end{array} \right.$$

где $G_{рк}$ — расход пара через РК;

$\mu_{рк}$ — коэффициент расхода пара для РК, определяемый опытным путем;

$B_{\text{рк}}$ — коэффициент Бендемана для РК;

$F_{\text{рк}}$ — площадь «живого» сечения РК;

$P_{0\text{рк}}, P_{1\text{рк}}$ — давление пара перед и за РК;

$\rho_{0\text{рк}}, \rho_{1\text{рк}}$ — плотность пара перед и за РК;

$\varepsilon_{\text{рк}}, \varepsilon_{\text{кр}}$ — текущее и критическое отношения давлений пара для РК;

$m_{\text{рк}}$ — высота подъема штока РК;

$d_{\text{рк}}$ — диаметр штока РК;

$P_{1\text{т}}$ — давления пара на выходе из перепускной трубы от СК к РК;

$\rho_{1\text{т}}$ — плотность пара на выходе из перепускной трубы от СК к РК;

$\Delta P_{\text{рк}}$ — потери давления пара в регулирующем клапане;

$\zeta_{\text{рк}}$ — коэффициент потерь давления пара в регулирующем клапане, $\zeta_{\text{рк}} = (0,03...0,05)$;

$h_{0\text{ск}}$ — энтальпия пара перед СК.

Существующие РК в простейшем исполнении состоят из корпуса с подводящим и отводящим патрубками, внутри которого располагается диффузорное седло, которое перекрывается профилированным клапаном, выполненным совместно со штоком. Пар проходит кольцевое сечение между седлом и кромкой клапана и далее к сопловым сегментам.

Перемещение штока РК $m_{\text{рк}}$ приводит к изменению площади «живого» сечения клапана $F_{\text{рк}}$: если прикрыть клапан и тем уменьшить площадь сечения клапана, то соответственно уменьшится пропуск пара через турбину. При промежуточном положении штока РК пар в нем дросселируется (давление уменьшается) от давления $P_{\text{рк}} = P_0 - \Delta P_{\text{ск}}$ до давления перед соплами сегмента РС — $P_{\text{ср}}$. Последовательность открытия РК зависит от ряда факторов:

- экономичности РС и первых ступеней давления в ЦВД;
- устойчивости к низкочастотной вибрации ротора ЦВД;
- повышенного осевого усилия на упорный подшипник из-за нарушенной центровки ротора ЦВД;
- отклонения от номинальной величины и направления усилия от паропроводов от РК к ЦВД.

Более экономичен вариант, в котором РК открываются последовательно. На рис. В.4 приведена последовательность открытия РК паро-

вой турбины с СПР в виде диаграммы $\bar{m}_{\text{рк}}$ относительного перемещения штоков отдельных РК паровой турбины с СПР в зависимости от относительного расхода свежего пара \bar{G}_0 . Вначале расход пара регулируется открытием РК-1, и только после его полного открытия (точка C_{11}) начинает открываться РК-2 (точка C_{20}). При регулировании расхода пара с помощью РК-2 (линия C_{20} – C_{21}) первый клапан остается полностью открытым и т. д. Обычно распределение соплового аппарата РС между отдельными сегментами и, следовательно, клапанами выбирают таким образом, чтобы номинальный относительный расход пара $\bar{G}_0 = 1$ обеспечивался полным открытием всех РК, кроме последнего.

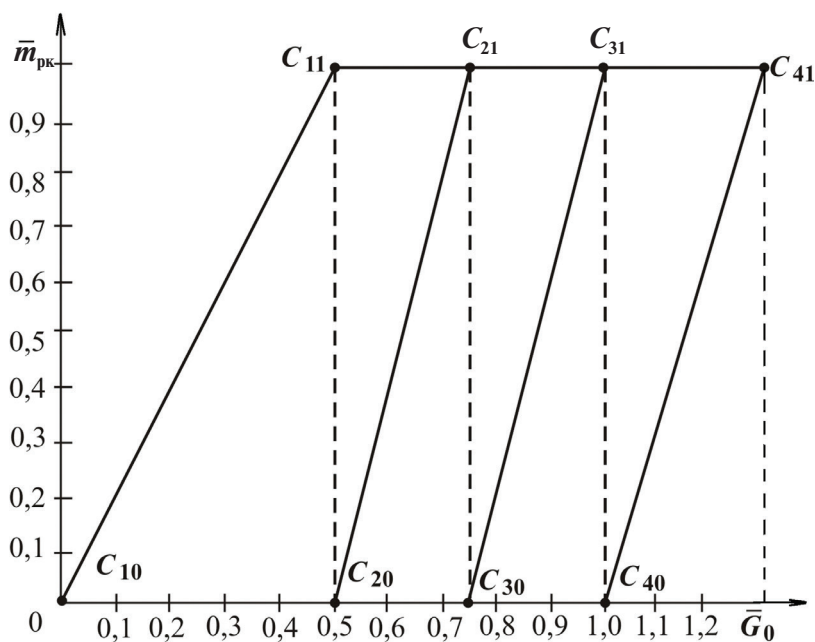


Рис. В.4. Относительное перемещение штоков РК в зависимости от относительного расхода свежего пара при СПР

У паровой конденсационной турбины с четырьмя сегментами и четырьмя РК номинальный расход пара обеспечивается при полном открытии трех клапанов. Последний клапан (в данном случае РК-4) работает как перегрузочный, обеспечивая возможность подвода дополнительного количества пара к турбине при нерасчетных условиях ее работы и в ряде других случаев. На рис. В.5 показано построение те-

оретической диаграммы парораспределения конденсационной турбины с четырьмя РК. Линия $C_{10}-C_{50}$ (для конденсационной турбины — практически прямая) представляет закон изменения относительного давления пара в камере РС в зависимости от его относительного расхода через ЦВД. Линия $C_{10}-E_{11}$ (для конденсационной турбины — прямая) изображает давление пара в РК-1 перед соплами первого сегмента, когда остальные закрыты, без учета потерь давления пара в СК и РК.

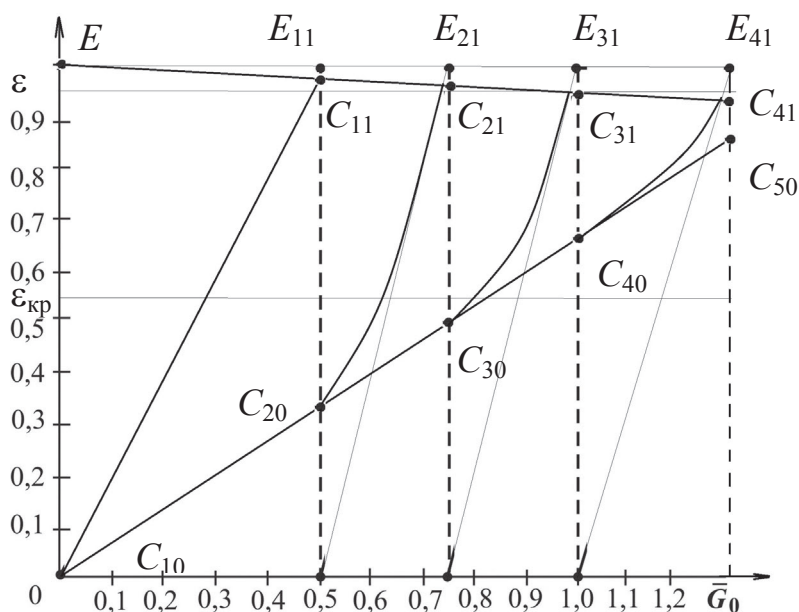


Рис. 1.5. Диаграмма парораспределения паровой турбины при СПР

Кривые $C_{20}-E_{21}$, $C_{30}-E_{31}$, $C_{40}-E_{41}$ представляют изменение давления пара перед соплами сегментов II, III, IV соответственно (т. е. за РК-2, РК-3 и РК-4). Точки C_{11} , C_{21} , C_{31} , C_{41} соответствуют полностью открытым клапанам с учетом потерь давления пара СК и РК. Линия $E-C_{41}$ определяет изменение давления пара перед соплами РС при условии, что все РК полностью открыты.

В пределах парораспределения в РС следует различать два потока пара — А и Б. Поток пара, протекающий через полностью открытые клапаны (поток А), подходит к соплам РС с минимальными потерями давления ($\Delta P_{\text{ск}}$ — дросселирование в полностью открытом СК; $\Delta P_{\text{рк}}$ — дросселирование в полностью открытых РК) и имеет началь-

ное давление, близкое к P_0 , которое является максимально возможным для данного расхода пара:

$$P_{с,А} = P_0 - \Delta P_{ск} - \Delta P_{рк}.$$

Второй поток (поток Б) проходит частично открытый РК и подвергается глубокому дросселированию, так как давление перед соплами $P_{с,Б}$ значительно ниже давления свежего пара. Каждый из этих потоков пара вытекает из сопел со своей скоростью и далее проходит через каналы рабочих лопаток. Перемешивание обоих потоков происходит в КРС, после чего пар направляется в последующие ступени.

При регулировании расхода пара первым РК поток А отсутствует ($G_A = 0$) и существует только поток Б ($G_B = G_0$). При регулировании расхода пара клапаном РК-2 $G_A = G_I$, $G_B = G_{II} = G_0 - G_I$. При работе РК-3 $G_A = G_I + G_{II}$, $G_B = G_{III} = G_0 - G_A$. Наконец, при работе РК-4 $G_A = G_I + G_{II} + G_{III}$, $G_B = G_0 - G_A$.

Таким образом, при сопловом парораспределении существенные потери от дросселирования пара имеют место только в потоке Б; поток А работает в максимально возможном при данных условиях экономичном режиме. Это и объясняет более высокую экономичность турбины с сопловым парораспределением при частичных нагрузках по сравнению с турбинами с дроссельным парораспределением.

Для обеспечения устойчивого регулирования каждый следующий РК начинает открываться не в тот момент, когда полностью открыт предыдущий, а несколько раньше. Как следствие, паровая турбина не имеет режимов, при которых нет полностью открытых РК. Потери от дросселирования тем значительнее, чем больше перекрытие РК. Поэтому перекрытие выбирают при проектировании турбины и настройке регулирования минимально допустимым. Примеры действительного парораспределения приведены на рис. В.6 и В.7 из типовой энергетической характеристики турбоагрегата ТМЗ Т-100/120-12,8-3 и Т-250/300-23,5 соответственно.

В системе регулирования следует предусмотреть возможность изменения порядка открытия РК, которое может потребоваться при некоторых переменных режимах эксплуатации.

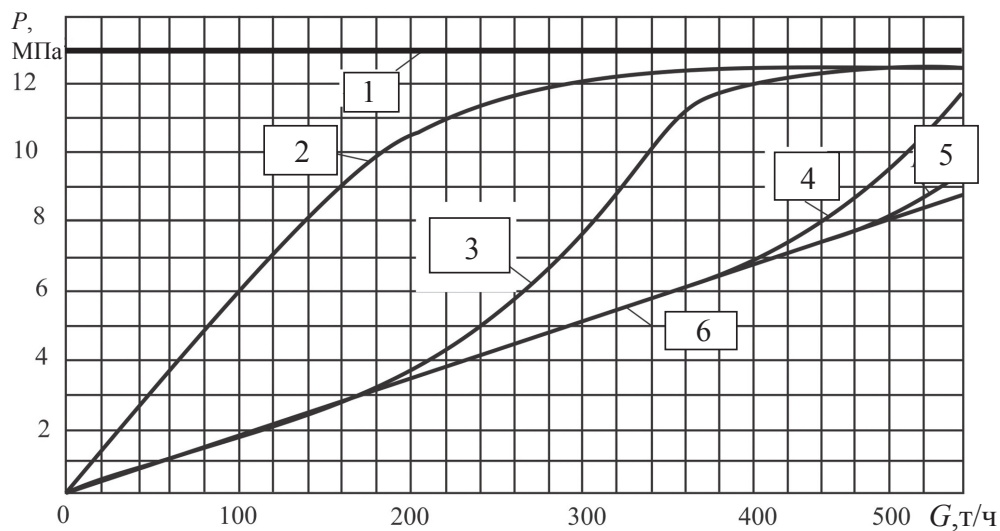


Рис. В.6. Диаграмма парораспределения паровой турбины типа Т-100/120-12,8 ТМЗ:

1 — давление свежего пара; 2 — давление за РК-1; 3 — давление за РК-2; 4 — давление за РК-3; 5 — давление за РК-4; 6 — давление в КРС

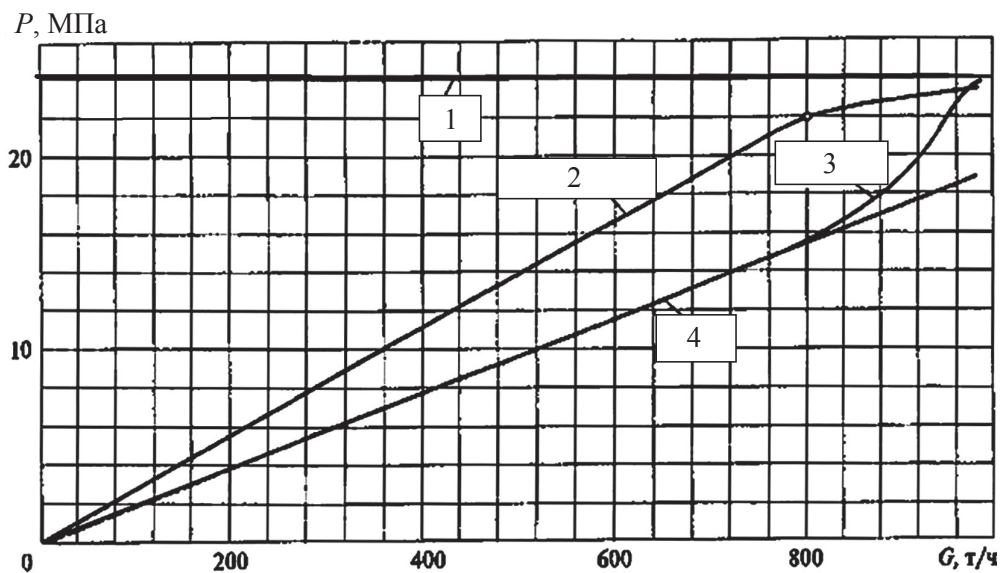


Рис. В.7. Диаграмма парораспределения паровой турбины типа Т-250/300-23,5 ТМЗ:

1 — давление свежего пара; 2 — давление за РК-1, РК-2, РК-3, РК-4; 3 — давление за РК-5; 4 — давление в КРС

Современные электрогидравлические системы управления положениями регулирующих клапанов (ЗЭРК) потенциально способны осуществлять независимое перемещение штоков каждого РК, что открывает новые возможности реализации различных законов управления положениями ЗЭРК [5–7, 51]. Возникла идея найти среди всевозможных сочетаний сегментов, способных совместно пропускать заданный расход пара, такую комбинацию сегментов, у которой будет наименьшая суммарная площадь при минимальных потерях на дросселирование [51]. По своей сути данная задача близка задаче, связанной с минимизацией потерь от дросселирования пара, что эквивалентно работе РС с максимально возможными подъемами запорных элементов регулирующих клапанов. Для ее решения воспользовались комбинаторным алгоритмом формирования массива суммарных площадей различных комбинаций сегментов РС.

В качестве РС может быть использована одно- или двухвенечная ступень скорости. Выбор типа РС происходит на основе технико-экономических расчетов, в которых учитываются основные особенности каждого типа ступени.

Двухвенечная ступень по сравнению с одновенечной позволяет:

- переработать существенно больший теплоперепад (в 4 раза) и тем самым уменьшить общее число ступеней турбины;
- понизить температуру и давление в КРС перед последующим отсекком ступеней;
- применить более дешевые материалы;
- повысить экономичность РС при переменном режиме;
- уменьшить утечку пара через переднее концевое уплотнение.

Однако такая конструкция первой ступени:

- усложняет систему паровпуска ЦВД;
- понижает экономичность РС при номинальном режиме;
- понижает экономичность всей турбины, так как КПД РС ниже, чем остальных нерегулируемых ступеней давления.

На рис. В.8 схематически показан процесс расширения потоков пара А и Б в пределах одновенечной РС. Точка 0 определяет состояние пара перед СК.

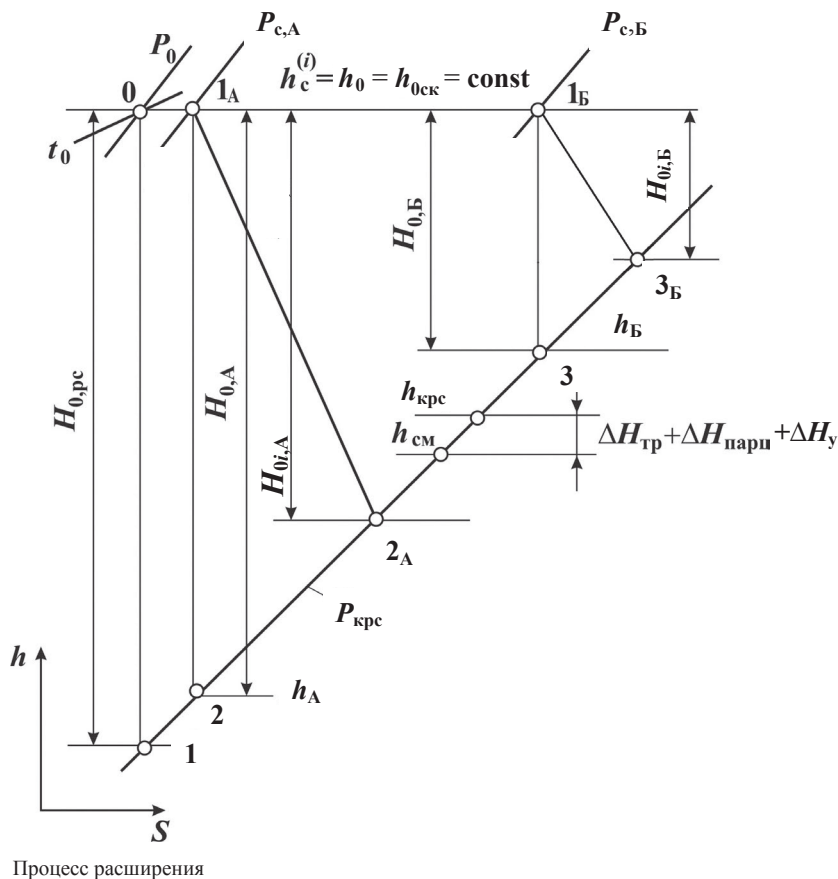


Рис. В.8. Процесс расширения пара в одновенечной регулирующей ступени при одном (или нескольких) полностью открытом и одном частично открытом клапанах

Линия 1_A-2_A соответствует расширению пара потока А, причем точка 2_A соответствует состоянию пара этого потока при выходе его из каналов рабочих лопаток РС.

Поток Б, проходящий через частично открытый клапан, подвергается существенному дросселированию, так что состояние его перед соплами представляется точкой 1_B , которая лежит на линии энthalпии свежего пара $h_{0ск}$, но при пониженном давлении $P_{с,Б}$. Линия $0-1_B$ изображает процесс дросселирования в частично открытом клапане, линия 1_B-3_B — процесс для потока Б, причем точка 3_B соответствует состоянию пара этого потока при выходе его из каналов рабочих лопаток РС.

Точки 3_A и 3_B определяют использованный теплоперепад на лопатках РС для каждого из потоков $H_{0i,A}$ и $H_{0i,B}$. В КРС происходит перемещение обоих потоков. В расчетах РС на переменный режим сначала определяют энтальпию смешанного потока на выходе из каналов рабочих лопаток:

$$h_{\text{см}} = \bar{G}_A h_A + \bar{G}_B h_B,$$

а затем учитывают дополнительные потери, общие для обоих потоков (потери трения диска $\Delta H_{\text{тр}}$ и потери от парциального подвода $\Delta H_{\text{парц}}$, потери от утечек ΔH_y), и определяют энтальпию смешанного потока на входе в сопловый аппарат следующей ступени:

$$h_{\text{крс}} = h_{\text{см}} + \Delta H_{\text{тр}} + \Delta H_{\text{парц}} + \Delta H_y.$$

1. Расчет распределения расхода пара между отдельными сопловыми сегментами

При расчетах РС необходимо определить ее мощность и КПД для заданного частичного расхода свежего пара $G_0^{(i)}$ на i -м режиме. Для этого производится расчет параметров и тепловые репады для каждого из потоков через РК и сопловые сегменты, участвующие в подводе пара при данном режиме.

1.1. Определение давления в камере регулирующей ступени при переменных режимах

Давление пара в КРС рассчитывают по уравнению Флюгеля — Стодоль, записанному для отсека нерегулируемых ступеней одноцилиндровой паровой турбины (см. рис. В.2), по известному расходу пара и давлению за отсеком при переменном режиме [1, 50]:

$$P_{\text{крс}}^{(i)} = \sqrt{\left(P_{\text{в}}^{(i)}\right)^2 + \left[\left(P_{\text{крс}}^{(н)}\right)^2 - \left(P_{\text{в}}^{(н)}\right)^2\right] \frac{T_{\text{крс}}^{(i)}}{T_{\text{крс}}^{(н)}} \left(\frac{G_0^{(i)}}{G_0^{(н)}}\right)^2}, \quad (1.1)$$

где $P_{\text{крс}}^{(i)}$ — давление пара в КРС при переменном режиме;

$P_{\text{в}}^{(i)}$ — давление пара за ЦВД при переменном режиме;

$P_{\text{крс}}^{(н)}$ — давление пара в КРС при номинальном режиме;

$P_{\text{в}}^{(н)}$ — давление пара за ЦВД при номинальном режиме;

$T_{\text{крс}}^{(i)}$ — абсолютная температура пара в КРС при переменном режиме;

$T_{\text{крс}}^{(н)}$ — абсолютная температура в КРС при номинальном режиме;

$G_0^{(i)}$ — расход свежего пара при переменном режиме;

$G_0^{(н)}$ — расход свежего пара при номинальном режиме;

i — i -й переменный режим;

$н$ — индекс в параметрах, относящихся к номинальному режиму;

$в$ — индекс параметров на выходе из ЦВД;

$крс$ — индекс параметров в КРС;

0 — индекс параметров свежего пара.

Для упрощения расчетов введены следующие относительные величины:

\bar{G}_0 — относительный расход пара, $\bar{G}_0 = \frac{G_0^{(i)}}{G_0^{(н)}}$;

$\varepsilon_v^{(i)}$ — относительное давление пара на выходе из отсека, $\varepsilon_v^{(i)} = P_v^{(i)} / P_0^{(н)}$;

$\varepsilon_{крс}^{(i)}$ — относительное давление пара в КРС, $\varepsilon_{крс}^{(i)} = P_{крс}^{(i)} / P_0^{(н)}$;

$\theta_{крс}^{(i)}$ — относительная абсолютная температура пара в КРС,

$\theta_{крс}^{(i)} = T_{крс}^{(i)} / T_{крс}^{(н)} = (P_{крс} V_{крс})^{(i)} / (P_{крс} V_{крс})^{(н)}$;

$K_{крс}^2$ — коэффициент КРС, $K_{крс}^2 = (\varepsilon_{крс}^{(н)})^2 - (\varepsilon_v^{(н)})^2$.

Тогда формула (1.1) преобразуется к виду

$$\varepsilon_{крс}^{(i)} = \sqrt{(\varepsilon_v^{(i)})^2 + K_{крс}^2 \theta_{крс}^{(i)} (\bar{G}_0^{(i)})^2}. \quad (1.2)$$

Относительная абсолютная температура пара $\theta_{крс}^{(i)}$ может быть определена только в конце расчета ступени на данный i -й режим, т. е. в начале она неизвестна. Поэтому обычно в расчетах используется метод последовательных приближений. Сначала проводят расчет без учета температурной поправки, полагая $\theta_{крс}^{(i)} = 1$, в результате чего определяют $(T_{крс}^{(i)})^{it=1}$ и уточненное значение $(\theta_{крс}^{(i)})^{it=1}$. Если $\frac{\theta_{крс}^{(i)} - (\theta_{крс}^{(i)})^{it=1}}{(\theta_{крс}^{(i)})^{it=1}} < 0,05$,

то выполняют второе приближение. Во втором приближении определяют температурную поправку $(\theta_{крс}^{(i)})^{it=1}$. В результате расчета определяют $(T_{крс}^{(i)})^{it=2}$ и уточненное значение $(\theta_{крс}^{(i)})^{it=2}$. Если $\frac{(\theta_{крс}^{(i)})^{it=1} - (\theta_{крс}^{(i)})^{it=2}}{(\theta_{крс}^{(i)})^{it=2}} = 0,05$,

то расчет завершают. Как правило, достаточно двух или трех приближений (итераций). На рис. 1.1 приведено изменение температуры пара в КРС в процессе регулирования мощности энергоблока при постоянном скользящем давлении свежего пара. При постоянном давлении свежего пара и снижении нагрузки на 50 % температура пара в КРС снизится почти на 70 °С (кривая 1, рис. 1.1).

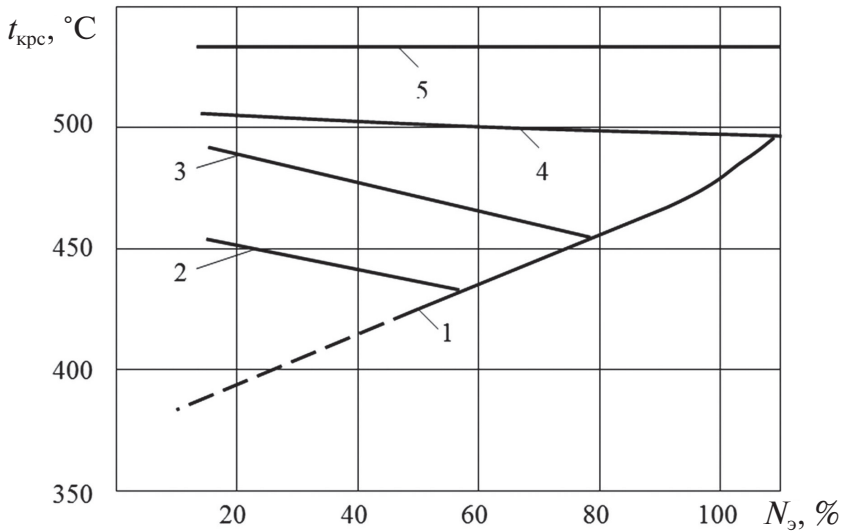


Рис. 1.1. Изменение температуры пара в камере регулирующей ступени паровой турбины при различных способах регулирования мощности паровой турбины: 1 — постоянное начальное давление; 2 — скользящее начальное давление при нагрузке 60 %; 3 — скользящее давление после закрытия первой группы клапанов; 4 — скользящее давление во всем диапазоне; 5 — температура свежего пара

Для приближенных расчетов, точность которых вполне приемлема для массовых технических расчетов, обычно принимают $K_{крс}^2 = (\varepsilon_{крс}^H)^2$ и $\theta_{крс}^{(i)} = 1$ при $\varepsilon_{крс}^{(i)} \gg \varepsilon_v^{(i)}$. Получим относительное давление пара в КРС

$$\varepsilon_{крс}^{(i)} = \sqrt{K_{крс}^2 (\bar{G}_0^{(i)})^2} = \varepsilon_{крс}^H \bar{G}_0^{(i)}.$$

Расчет по формулам (1.1), (1.2) возможен, если известно давление на выходе цилиндра $P_v^{(i)}$; в противном случае $P_v^{(i)}$ будет определяться по формулам последовательного приближения.

Рассмотрим методику этого определения в общем случае для многоцилиндровой паровой турбины с промежуточным перегревом пара (рис. 1.2).

Давление пара в КРС для ЦВД многоцилиндровой с промежуточным перегревом (ПП) паровой турбины рассчитывают по уравнению Флюгеля — Стодолы, записанному для ЦВД (рис. 1.2):

$$P_{\text{крс}}^{(i)} = \sqrt{\left(P_{\text{пп}}^{(i)}\right)^2 + \left[\left(P_{\text{крс}}^{(\text{н})}\right)^2 - \left(P_{\text{пп}}^{(\text{н})}\right)^2\right] \frac{T_{\text{крс}}^{(i)}}{T_{\text{крс}}^{(\text{н})}} \left(\frac{G_0^{(i)}}{G_0^{(\text{н})}}\right)^2}, \quad (1.3)$$

где i — i -й переменный режим;

н — индекс в параметрах, относящихся к номинальному режиму;

в — индекс параметров на выходе из отсека;

крс — индекс параметров в КРС;

0 — индекс параметров свежего пара.

В этом случае вначале определяют давление после промежуточного перегревателя (ПП) перед соплами первой ступени цилиндра среднего давления (ЦСД) при переменном режиме, используя уравнение Флюгеля — Стодолы:

$$P_{0, \text{ЦСД}}^{(i)} = \sqrt{\left(P_{\text{к}}^{(i)}\right)^2 + \left[\left(P_{0, \text{ЦСД}}^{(\text{н})}\right)^2 - \left(P_{\text{к}}^{(\text{н})}\right)^2\right] \frac{T_{0, \text{ЦСД}}^{(i)}}{T_{0, \text{ЦСД}}^{(\text{н})}} \left(\frac{G_{0, \text{ЦСД}}^{(i)}}{G_{0, \text{ЦСД}}^{(\text{н})}}\right)^2}. \quad (1.4)$$

Как и ранее, с помощью относительных величин:

$$\varepsilon_{0, \text{ЦСД}}^{(i)} = P_{0, \text{ЦСД}}^{(i)} / P_{0, \text{ЦСД}}^{(\text{н})};$$

$$\varepsilon_{\text{к}}^{(i)} = P_{\text{к}}^{(i)} / P_{0, \text{ЦСД}}^{(\text{н})};$$

$$\theta_{\text{ЦСД}}^{(i)} = T_{0, \text{ЦСД}}^{(i)} / T_{0, \text{ЦСД}}^{(\text{н})} = (P_{0, \text{ЦСД}} V_{0, \text{ЦСД}})^{(i)} / (P_{0, \text{ЦСД}} V_{0, \text{ЦСД}})^{(\text{н})};$$

$$\bar{G}_{0, \text{ЦСД}}^{(i)} = G_{0, \text{ЦСД}}^{(i)} / G_{0, \text{ЦСД}}^{(\text{н})};$$

$$K_{\text{ЦСД}}^2 = \left(\varepsilon_{0, \text{ЦСД}}^{(\text{н})}\right)^2 - \left(\varepsilon_{\text{к}}^{(\text{н})}\right)^2.$$

Преобразуем выражение (1.4) к более удобному для расчета виду

$$\varepsilon_{0, \text{ЦСД}}^{(i)} = \sqrt{\left(\varepsilon_{\text{к}}^{(i)}\right)^2 + K_{\text{ЦСД}}^2 \theta_{\text{ЦСД}}^{(i)} \left(\bar{G}_{0, \text{ЦСД}}^{(i)}\right)^2}.$$

Определив давление пара перед соплами первой ступени ЦСД, затем можно найти давление на выходе ЦВД, учитывая при этом сопротивление промежуточного пароперегревателя (ПП):

$$P_{\text{пп}}^{(i)} = P_{0, \text{ЦСД}}^{(i)} + \Delta P_{\text{пп}}^{(i)}, \quad (1.5)$$

где $\Delta P_{\text{пп}}^{(i)}$ — потери давления в тракте промежуточного перегрева ,
 $\Delta P_{\text{пп}}^{(i)} = \Delta P_{\text{пп}}^{(\text{н})} \left(\bar{G}_{0, \text{ЦСД}}^{(i)} \right)^2 \theta_{\text{ЦСД}}^{(i)}$.

В случае, когда давление в конденсаторе намного ниже давления пара перед соплами первой ступени ЦСД, формула (1.5) упрощается:

$$\varepsilon_{0, \text{ЦСД}}^{(i)} = K_{\text{ЦСД}} \bar{G}_{0, \text{ЦСД}}^{(i)} \sqrt{\theta_{\text{ЦСД}}^{(i)}}.$$

Коме того, если нет других указаний, то полагают, что температура пара промежуточного перегрева неизменна и $\theta_{\text{ЦСД}}^{(i)} = 1$, тогда формула (1.5) упрощается до вида

$$\varepsilon_{0, \text{ЦСД}}^{(i)} = K_{\text{ЦСД}} \bar{G}_{0, \text{ЦСД}}^{(i)}.$$

1.2. Определение расходов пара через каждый сопловый сегмент при переменном режиме

Одной из наиболее сложных задач, которую приходится решать при переменном режиме, является определение расходов пара $G_j^{(i)}$ через j -й РК (см. рис. В.2, В.3), т. е. j -й сопловой сегмент (см. рис. В.4) в i -м режиме. Далее для упрощения формул индекс i не указываем. Основной формулой расчета является уравнение для действительного расхода пара через РК, открытый полностью или частично:

$$G_j = \chi \mu_c q_j F_{cj} \sqrt{\frac{\bar{P}_{cj}}{\bar{V}_{cj}}}, \quad (1.6)$$

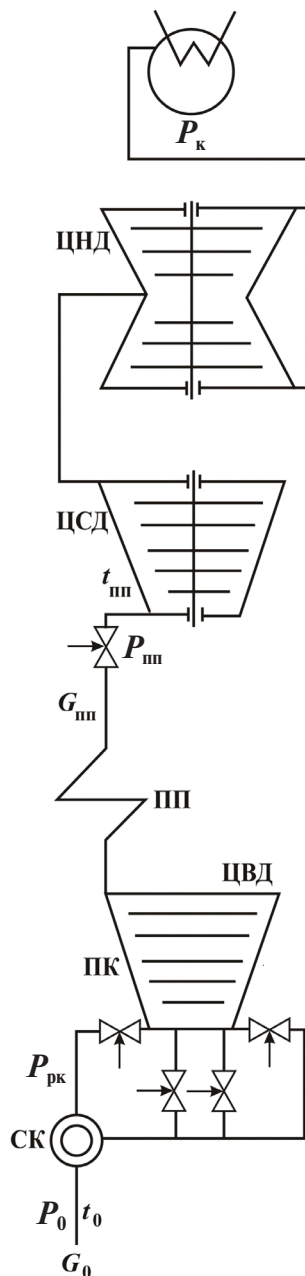


Рис. 1.2. Схема паровой турбины с промежуточным перегревом пара

где χ — коэффициент, зависящий от показателя изоэнтропы,

$$\chi = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} \quad (\text{здесь } k — \text{показатель изоэнтропы (адиабаты)})$$

в обратимом адиабатическом процессе);

μ_c — коэффициент расхода пара РК, который для перегретого пара может быть ориентировочно определен по формуле, приведенной в [1]: $\mu_c = 0,982 - 0,005 B_c/l_c$ (здесь B_c/l_c — относительная высота сопловой лопатки РС);

q_j — относительный расход через j -й РК;

F_{cj} — площадь проходного сечения соплового сегмента,

$F_{cj} = l_c t_c z_{cj} \sin \alpha_{1\beta}$ (здесь l_c — высота сопловой лопатки; t_c — шаг сопловой решетки; z_{cj} — число сопловых каналов в решетке данно-

го сегмента; $\alpha_{1\beta}$ — эффективный угол, $\alpha_{1\beta} = \arcsin \frac{O_1}{t_1}$, где O_1 — гор-

ло сопловой решетки; t_c — шаг сопловой решетки);

\bar{P}_{cj} — давление заторможенного потока пара перед j -м сопловым сегментом;

\bar{V}_{cj} — удельный объем заторможенного потока пара перед j -м сопловым сегментом.

Показатель изоэнтропы (адиабаты) k определяется как функции программы WaterSteamPro:

- $\text{wspKPH}(p, h)$ — функция величин: давления p , Па; удельной энтальпии h , Дж/кг;
- $\text{wspKPS}(p, s)$ — функция величин: давления p , Па; удельной энтропии s , Дж/(кг·К);
- $\text{wspKPT}(p, t)$ — функция величин: давления p , Па, температуры t , К.

Для сухого насыщенного пара показатель адиабаты (изоэнтропы) k определяется как функция $\text{wspKPTX}(p, t, x)$, где p — давление, Па; t — температура, К; x — степени сухости.

Функции определены на всей области параметров, описываемой соответствующими формуляциями. При работе функция wspWATERSTATEAREA используется для определения области на h - s диаграмме. Далее вызывается необходимая функция — wspKPT или wspKSTX . Если точка лежит не в двухфазной области, то степень сухости игнорируется.

Температуру t определяем так:

- $\text{wspTHS}(h, s)$ функция величин: удельной энтальпии h , Дж/кг; удельная энтропия s , Дж/(кг·К);
- $\text{wspTPH}(p, h)$ функция величин: давления p , Па; удельной энтальпии h , Дж/кг;
- $\text{wspTPS}(p, s)$ функция величин: давления p , Па; удельной энтропии s , Дж/(кг·К).

Функции определены на всей области параметров, описываемой формуляцией IF-97.

Для расчета можно использовать зависимость $k = f(P, t)$ (рис. 1.3) [34].

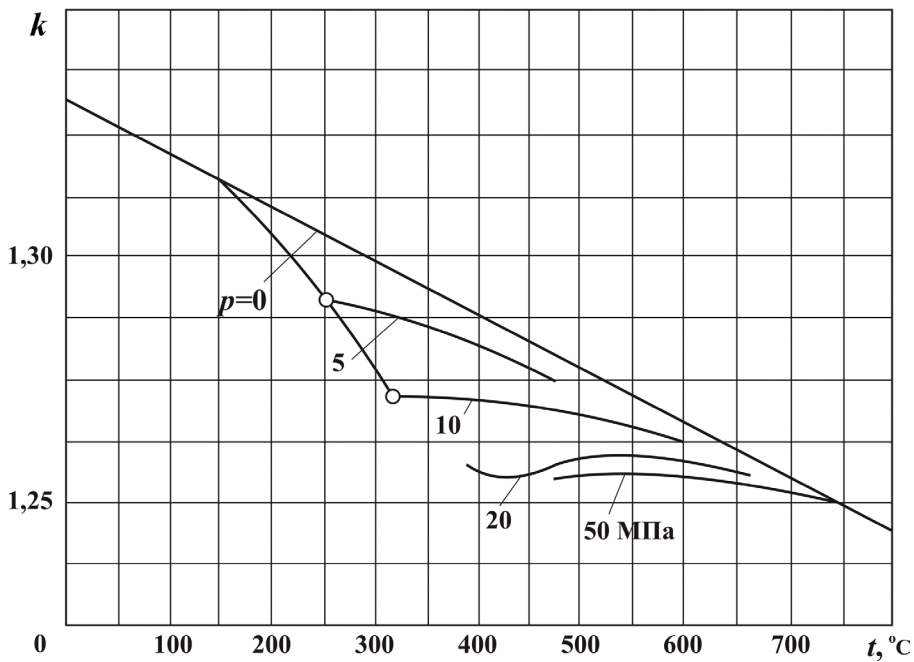


Рис. 1.3. Зависимость показателя адиабаты k от давления и температуры пара

Газодинамическая функция относительного расхода q_j определяется по формуле

$$q_j = \sqrt{\left[\frac{2}{k-1} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{(k+1)/(k-1)} \left(\varepsilon_j^{2/k} - \varepsilon_j^{(k+1)/k} \right) \right]}, \quad (1.7)$$

где k — показатель изоэнтропы (адиабаты);

ε_j — относительное давление пара перед соплами РС, соединенными с j -м РК, $\varepsilon_j = P_{1j} / P_{cj}$ (здесь P_{1j} — давление за соплом; P_{cj} — давление перед соплом).

Достаточную точность расчетов дает приближенное уравнение эллипса — формула Бендемана, которая применяется для аппроксимации функции (1.7):

$$q_j = 1 \text{ при } 0 \leq \varepsilon_j \leq \varepsilon_{кр},$$

$$q_j = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon_j - \varepsilon_{кр})^2}{(1 - \varepsilon_{кр})^2}} \text{ при } \varepsilon_{кр} \leq \varepsilon_j \leq 1, \quad (1.8)$$

где ε_j — относительное давление пара перед соплами РС, соединенными с j -м РК, $\varepsilon_j = P_{1j} / P_{cj}$ (здесь P_{1j} — давление за соплом; P_{cj} — давление перед соплом);

$\varepsilon_{кр}$ — критическое отношение давлений, $\varepsilon_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ (здесь k — показатель изоэнтропы (адиабаты)).

Тогда

$$G_j = q_j G_{кр,j},$$

где $G_{кр,j}$ — критический расход, $G_{кр,j} = F_{cj} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P_{cj}}{V_c} \left((\varepsilon_{кр})^{\frac{2}{k}} - (\varepsilon_{кр})^{\frac{k+1}{k}} \right)}$.

Для приближенных расчетов для перегретого пара $k = 1,3$; $\chi = 0,667$; для сухого насыщенного пара $k = 1,135$; $\chi = 0,635$. Учитывая, что в приближенных расчетах можно принять коэффициенты расхода μ_c для перегретого и влажного пара равными соответственно 0,97 и 1,02, в обоих случаях произведение χ и μ_c принимают равным 0,6484. Тогда расход пара через РК

$$G_j = 0,6484 q_j F_{cj} \sqrt{\frac{\bar{P}_{cj}}{\bar{V}_{cj}}}. \quad (1.9)$$

Отметим, что при расчете по формуле (1.9) размерность всех величин должна быть взята в системе СИ, а именно: F , м²; P , Па; V , м³/кг; G , кг/с. При использовании других размерностей в правой части формулы появляется дополнительный множитель, учет которого из-

меняет значение коэффициентов. Так, в литературных источниках по турбинам часто встречается следующая запись формулы (1.9) для перегретого пара:

$$G_j = 0,0209 q_j F_{cj} \sqrt{\frac{P_{cj}}{V_{cj}}}. \quad (1.10)$$

Однако при расчете по формуле (1.10) необходимо иметь в виду, что она получена при следующих размерностях величин: G , кг/с; F , см²; P , кгс/см²; V , м³/кг. В связи с тем что скорость пара на входе в сопловые решетки сравнительно невелика, отличие параметров торможения \bar{P}_{cj} , \bar{V}_{cj} от статических параметров P_{cj} , V_{cj} незначительно, расчет обычно ведут по статическим параметрам.

Для наиболее часто встречающегося случая перегретого пара с докритическим давлением ($k = 1,3$; $\varepsilon_{кр} = 0,545$; $\chi = 0,667$) значения q , подсчитанные по формуле (1.8), приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Зависимость относительного расхода q от отношения давлений ε для перегретого пара

ε	Тысячные доли отношения давлений									
	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
0,99	0,211	0,200	0,189	0,177	0,164	0,149	0,134	0,116	0,095	0,067
0,98	0,296	0,289	0,281	0,274	0,266	0,287	0,249	0,240	0,231	0,221
0,97	0,361	0,355	0,349	0,343	0,337	0,330	0,324	0,317	0,310	0,303
0,96	0,414	0,409	0,404	0,399	0,394	0,388	0,383	0,378	0,372	0,366
0,95	0,460	0,456	0,451	0,447	0,442	0,438	0,433	0,428	0,434	0,419
0,94	0,501	0,497	0,493	0,489	0,485	0,481	0,477	0,473	0,469	0,464
0,93	0,539	0,534	0,531	0,527	0,523	0,520	0,516	0,512	0,509	0,505
0,92	0,571	0,568	0,565	0,562	0,558	0,555	0,552	0,548	0,545	0,541
0,91	0,602	0,599	0,596	0,593	0,590	0,587	0,584	0,581	0,578	0,574
0,90	0,631	0,628	0,625	0,622	0,619	0,617	0,614	0,611	0,608	0,605
0,89	0,657	0,655	0,652	0,649	0,647	0,644	0,641	0,639	0,646	0,633
0,88	0,682	0,679	0,677	0,675	0,672	0,670	0,667	0,665	0,662	0,660
0,87	0,705	0,703	0,700	0,698	0,696	0,694	0,691	0,689	0,687	0,684
0,86	0,727	0,725	0,722	0,720	0,718	0,716	0,714	0,712	0,709	0,707
0,85	0,747	0,745	0,743	0,741	0,739	0,737	0,735	0,733	0,731	0,729
0,84	0,766	0,764	0,762	0,761	0,759	0,787	0,755	0,753	0,751	0,749
0,83	0,784	0,783	0,781	0,779	0,777	0,775	0,774	0,772	0,770	0,768
0,82	0,801	0,800	0,798	0,796	0,795	0,793	0,791	0,790	0,788	0,786
0,81	0,817	0,816	0,814	0,813	0,811	0,810	0,808	0,805	0,805	0,803
0,80	0,833	0,831	0,830	0,828	0,827	0,825	0,824	0,822	0,821	0,819

Окончание табл. 1.1

ε	Тысячные доли отношения давлений									
	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
0,79	0,847	0,845	0,844	0,843	0,841	0,840	0,838	0,837	0,836	0,834
0,78	0,860	0,859	0,858	0,856	0,855	0,854	0,852	0,851	0,850	0,848
0,77	0,873	0,872	0,871	0,869	0,868	0,867	0,866	0,864	0,863	0,862
0,76	0,865	0,884	0,883	0,881	0,880	0,879	0,878	0,877	0,875	0,874
0,75	0,896	0,895	0,894	0,893	0,892	0,891	0,890	0,888	0,897	0,896
0,74	0,907	0,906	0,905	0,904	0,903	0,902	0,901	0,899	0,898	0,897
0,73	0,917	0,916	0,915	0,914	0,913	0,912	0,911	0,910	0,909	0,908
0,72	0,925	0,925	0,924	0,923	0,922	0,921	0,920	0,920	0,919	0,918
0,71	0,935	0,934	0,933	0,932	0,931	0,930	0,929	0,929	0,928	0,927
0,70	0,943	0,942	0,941	0,940	0,940	0,939	0,938	0,937	0,936	0,935
0,69	0,950	0,949	0,949	0,948	0,947	0,946	0,946	0,945	0,944	0,943
0,68	0,957	0,956	0,956	0,955	0,954	0,954	0,953	0,952	0,952	0,951
0,67	0,963	0,963	0,962	0,962	0,961	0,960	0,960	0,959	0,958	0,958
0,66	0,969	0,969	0,968	0,967	0,967	0,966	0,966	0,966	0,965	0,964
0,65	0,974	0,974	0,973	0,973	0,972	0,972	0,971	0,971	0,970	0,970
0,64	0,979	0,979	0,978	0,978	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975
0,63	0,983	0,983	0,983	0,982	0,982	0,981	0,981	0,981	0,980	0,980
0,62	0,987	0,987	0,987	0,986	0,986	0,985	0,985	0,985	0,984	0,984
0,61	0,990	0,990	0,990	0,990	0,989	0,989	0,989	0,988	0,988	0,988
0,60	0,993	0,993	0,993	0,992	0,992	0,992	0,992	0,991	0,991	0,991
0,59	0,996	0,996	0,995	0,995	0,995	0,994	0,994	0,994	0,994	0,994
0,58	0,997	0,997	0,997	0,997	0,997	0,997	0,996	0,996	0,996	0,996
0,57	0,999	0,999	0,998	0,988	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998
0,56	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,55	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,54	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

В расчетах регулирующей ступени часто приходится определять давление пара на входе в j -й сопловый сегмент по известному расходу пара и давлению в КРС.

Для практических расчетов зависимость (1.6) преобразуют так: если числитель и знаменатель дроби подкоренного выражения $\sqrt{\frac{\bar{P}_{cj}}{\bar{V}_{cj}}}$ умножить на $\sqrt{P_{cj}}$, то можно получить более простую формулу:

$$G_j = \chi \mu_c q_j \frac{P_{cj} F_{cj}}{\sqrt{P_{cj} V_{cj}}} = \chi \mu_c \frac{F_{cj}}{\sqrt{P_0 V_0}} q_j P_{cj} = k_{cj} q_j P_{cj}, \quad (1.11)$$

где k_{cj} — постоянная для СС, соединенных с j -м РК, при неизменных параметрах свежего пара перед СК, $k_{cj} = \frac{\chi \mu_c F_{cj}}{\sqrt{P_0 V_0}}$.

Было учтено условие, что при дросселировании пара $h_c = h_0$ и справедливо соотношение $P_{cj} V_{cj} \cong P_0 V_0$. Тогда формулу (1.11) преобразуют следующим образом:

$$G_j = k_{cj} q_j P_{cj} = k_{cj} P_{cj} q_j \frac{P_{2j}}{P_{2j}} = k_{cj} P_{2j} \frac{q_j P_{cj}}{P_{2j}} = k_{cj} P_{2j} \frac{q_j}{\varepsilon_{cj}},$$

после чего

$$G_j = k_{cj} P_{2j} B_j,$$

где k_{cj} — постоянная для СС, соединенных с j -м РК, при неизменных параметрах свежего пара перед СК;

P_{2j} — давление пара за РС;

B_j — коэффициент Бендемана, $B_j = \frac{q_j}{\varepsilon_{0j}}$ (здесь q_j — относительный

расход через j -й РК; ε_{0j} — относительное давление пара перед РС).

Относительное давление пара перед сегментами, соединенными с j -м РК,

$$\varepsilon_{0j} = P_{2j} / P_{cj},$$

где P_{2j} — давление пара за РС;

P_{cj} — давление пара перед сегментами.

Коэффициент Бендемана B_j также определяется из уравнения эллипса:

$$B_j^2 + \frac{(\varepsilon_j - \varepsilon_{кр})^2}{(1 - \varepsilon_{кр})^2} = 1 \quad \text{при } \varepsilon_{кр} \leq \varepsilon_j \leq 1. \quad (1.12)$$

Представим выражение (1.12) в более привычной форме

$$B_j = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon_j - \varepsilon_{кр})^2}{(1 - \varepsilon_{кр})^2}}.$$

Регулирующие ступени современных мощных турбин сверхкритического давления выполняются активными (с нулевой реактивно-

стью в корневом сечении). Для активной РС давление за j -й группой сопл в первом приближении равно давлению в камере регулирующей ступени:

$$P_{\text{крс}} = P_{2j} = P_{1j}, \quad \varepsilon_j = P_{\text{крс}} / P_{\text{с}j},$$

а расход через РК

$$G_j = k_{\text{с}j} B_j P_{\text{крс}}. \quad (1.13)$$

Для *приближенных расчетов* обычно принимают для перегретого пара $k = 1,3$; $\varepsilon_{\text{кр}} = 0,545$. Значения функции $B_j(\varepsilon_j)$ приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Зависимость коэффициента Бендемана $B = q/\varepsilon_0$ от отношения давлений ε_j для перегретого пара

ε_j	Тысячные доли отношения давлений									
	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
0,99	0,213	0,201	0,190	0,178	0,165	0,150	0,135	0,116	0,095	0,067
0,98	0,302	0,295	0,286	0,279	0,270	0,261	0,252	0,243	0,233	0,223
0,97	0,372	0,366	0,359	0,353	0,346	0,338	0,332	0,324	0,317	0,309
0,96	0,431	0,426	0,420	0,414	0,409	0,402	0,396	0,391	0,384	0,378
0,95	0,484	0,479	0,474	0,469	0,463	0,458	0,453	0,447	0,443	0,437
0,94	0,533	0,528	0,523	0,519	0,514	0,509	0,504	0,499	0,495	0,489
0,93	0,578	0,574	0,569	0,564	0,560	0,556	0,551	0,546	0,543	0,539
0,92	0,621	0,617	0,613	0,609	0,604	0,600	0,596	0,592	0,587	0,582
0,91	0,662	0,657	0,653	0,649	0,646	0,642	0,638	0,634	0,630	0,625
0,90	0,701	0,697	0,693	0,689	0,686	0,681	0,678	0,674	0,670	0,666
0,89	0,738	0,735	0,731	0,727	0,724	0,720	0,715	0,712	0,708	0,704
0,88	0,775	0,771	0,768	0,764	0,760	0,757	0,753	0,750	0,745	0,742
0,87	0,810	0,807	0,803	0,800	0,796	0,793	0,789	0,786	0,782	0,778
0,86	0,845	0,842	0,836	0,834	0,831	0,828	0,824	0,821	0,817	0,813
0,85	0,879	0,875	0,872	0,869	0,865	0,862	0,859	0,855	0,852	0,849
0,84	0,912	0,908	0,905	0,903	0,899	0,896	0,892	0,889	0,886	0,882
0,83	0,944	0,942	0,939	0,935	0,932	0,928	0,926	0,922	0,919	0,915
0,82	0,977	0,974	0,971	0,967	0,965	0,961	0,959	0,955	0,952	0,948
0,81	1,009	1,006	1,002	1,000	0,996	0,994	0,990	0,987	0,984	0,980
0,80	1,041	1,037	1,035	1,031	1,029	1,025	1,022	1,019	1,016	1,012
0,79	1,072	1,068	1,066	1,063	1,059	1,057	1,053	1,050	1,048	1,044
0,78	1,103	1,100	1,097	1,093	1,091	1,089	1,084	1,081	1,079	1,075
0,77	1,134	1,131	1,128	1,124	1,121	1,119	1,116	1,112	1,109	1,106
0,76	1,164	1,161	1,159	1,155	1,152	1,149	1,146	1,143	1,139	1,137
0,75	1,195	1,192	1,189	1,186	1,183	1,180	1,177	1,173	1,170	1,167

Окончание табл. 1.2

ε_j	Тысячные доли отношения давлений									
	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
0,74	1,226	1,223	1,220	1,217	1,214	1,211	1,208	1,203	1,201	1,198
0,73	1,256	1,253	1,250	1,247	1,245	1,241	1,238	1,235	1,232	1,229
0,72	1,286	1,283	1,280	1,277	1,273	1,270	1,267	1,265	1,262	1,259
0,71	1,317	1,314	1,310	1,307	1,304	1,301	1,297	1,296	1,292	1,289
0,70	1,347	1,344	1,340	1,337	1,335	1,332	1,329	1,325	1,322	1,319
0,69	1,377	1,373	1,371	1,368	1,365	1,361	1,359	1,356	1,350	1,349
0,68	1,407	1,404	1,402	1,398	1,395	1,393	1,389	1,386	1,384	1,380
0,67	1,437	1,435	1,431	1,429	1,426	1,422	1,420	1,417	1,413	1,411
0,66	1,468	1,466	1,462	1,458	1,456	1,453	1,450	1,443	1,445	1,441
0,65	1,498	1,496	1,492	1,490	1,486	1,484	1,480	1,478	1,474	1,472
0,64	1,530	1,527	1,523	1,521	1,517	1,515	1,511	1,508	1,505	1,502
0,63	1,560	1,558	1,555	1,551	1,549	1,545	1,542	1,540	1,536	1,534
0,62	1,592	1,589	1,587	1,583	1,580	1,576	1,573	1,571	1,567	1,564
0,61	1,628	1,620	1,618	1,615	1,611	1,608	1,606	1,601	1,599	1,596
0,60	1,656	1,652	1,649	1,645	1,642	1,640	1,637	1,633	1,630	1,627
0,59	1,688	1,685	1,681	1,678	1,675	1,671	1,668	1,665	1,662	1,659
0,58	1,719	1,716	1,713	1,710	1,707	1,704	1,700	1,697	1,694	1,691
0,57	1,753	1,750	1,745	1,742	1,739	1,736	1,733	1,730	1,727	1,724
0,56	1,786	1,783	1,770	1,776	1,773	1,770	1,767	1,764	1,761	1,757
0,55	1,818	1,815	1,812	1,808	1,805	1,802	1,799	1,795	1,792	1,789
0,54	1,852	1,848	1,845	1,842	1,838	1,835	1,832	1,828	1,825	1,821

В расчетах несомненно удобнее использовать давление $P_{\text{крс}}$ в камере регулирующей ступени, а не давление за каждым сопловым сегментом P_{2j} . Поэтому в случае регулирующих ступеней, реактивность которых не равна нулю, для расчета тоже используют формулу (1.13), только в нее вводят коэффициент, учитывающий изменение реактивности при переменном режиме,

$$\lambda = \sqrt{1 - \frac{\Delta\rho}{1 - \rho_0}},$$

где $\Delta\rho$ — изменение степени изменения реактивности при переменном режиме;

ρ_0 — реактивность РС при номинальном режиме [21]:

$$G_j = k_{\varepsilon_j} B_j P_{\text{крс}} \lambda.$$

Обычно используется следующая последовательность расчета расходов пара $G_j^{(i)}$ через каждый j -й сопловый сегмент при i -м заданном расходе пара на турбину $G_0^{(i)}$:

1. Определяют давление пара перед сопловыми сегментами, связанными с полностью открытыми РК (это максимально возможное давление пара перед соплами РС при данном расходе):

$$P_{с,А}^{(i)} = P_0 - \Delta P_{ск}^{(i)} - \Delta P_{рк}^{(i)},$$

где P_0 — давление свежего пара перед СК;

$\Delta P_{ск}^{(i)}$ — потери давления свежего пара в СК,

$\Delta P_{ск}^{(i)} = (0,02...0,05)P_0 \left(\frac{G_{ск}^{(i)}}{G_0} \right)^2$ (здесь $G_{ск}^{(i)}$ — расход свежего пара через СК при переменном режиме; G_0 — расход свежего пара через СК при номинальном режиме);

$\Delta P_{рк}^{(i)}$ — потери давления пара в РК,

$\Delta P_{рк}^{(i)} = (0,03...0,05)(P_0 - \Delta P_{ск}^{(i)}) \left(\frac{G_{рк,А}^{(i)}}{G_0} \right)^2$ (здесь $G_{рк,А}^{(i)}$ — расход свеже-

го пара через полностью открытые РК при переменном режиме, G_0 — расход свежего пара через СК при номинальном режиме).

При СПР давление пара перед сопловыми сегментами, связанными с полностью открытыми РК,

$$P_{с,А}^{(i)} = P_0 \left(1,0 - 0,02 \left(\frac{G_{ск}^{(i)}}{G_0} \right)^2 - 0,03 \left(\frac{G_{рк,А}^{(i)}}{G_0} \right)^2 \right).$$

2. Определяют давление пара $P_{крс}^{(i)}$ в КРС с помощью формул (1.1), (1.3).

3. Определяют отношение давлений для потока А: $\varepsilon_A = \frac{P_{крс}^{(i)}}{P_{с,А}^{(i)}}$. Находят соответствующую этому отношению давлений величину относительного расхода пара $q_A^{(i)} = f(\varepsilon_A^{(i)})$, где $q_A^{(i)} = \frac{G_{рк,А}^{(i)}}{G_0}$, с помощью формулы (1.8).

4. Определяют максимальные (критические) расходы пара потока А при переменных режимах с полностью открытыми РК (см. рис. В.5):

$$G_{\text{кр}, (I, II, III, IV)}^{(i)} = k_{(I, II, III, IV)} q_A^{(i)} P_{c, A}^{(i)},$$

где $G_{\text{кр}, (I, II, III, IV)}^{(i)}$ — ряд критических расходов, когда полностью открыты РК ($G_{\text{кр}, I}$ — критический расход при полностью открытом клапане РК-1; $G_{\text{кр}, II}$ — критический расход при полностью открытых клапанах РК-1, РК-2; $G_{\text{кр}, III}$ — критический расход при полностью открытых клапанах РК-1, РК-2, РК-3; $G_{\text{кр}, IV}$ — критический расход при полностью открытых клапанах РК-1, РК-2, РК-3, РК-4); $k_{(I, II, III, IV)}$ — ряд постоянных для сопловых сегментов, соединенных с полностью открытыми РК, $k_{(I, II, III, IV)} = \chi \mu_c F_{c, (I, II, III, IV)} / \sqrt{P_0 V_0}$ (здесь χ — коэффициент, зависящий от показателя изоэнтропы; μ_c — коэффициент расхода пара РК; $F_{c, (I, II, III, IV)}$ — ряд значений площадей проходных сечений сопловых сегментов; P_0 — давление свежего пара; V_0 — удельный объем свежего пара); $q_A^{(i)}$ — относительный расход пара потока А; $P_{c, A}^{(i)}$ — давление пара перед сопловыми сегментами потока А.

Площадь сечения всех сопловых сегментов, связанных с открытыми РК,

$$F_{c, (I, II, III, IV)} = F_{\pi} e_{(I, II, III, IV)},$$

где F_{π} — площадь проходного сечения соплового аппарата при подводе пара по всей окружности РС, $F_{\pi} = \pi D_{\text{ср}} l_c \sin \alpha_{13}$;

$e_{(I, II, III, IV)}$ — ряд значений парциальности при переменных режимах с полостью открытыми РК.

5. Определяют расходы пара потоков А и Б при переменных режимах с полностью и частично открытыми РК:

а) если открыт (или открывается частично) клапан РК-1, а расход свежего пара меньше критического $G_0^{(i)} < G_{\text{кр}, I}^{(i)}$, то расходы пара в потоках А и Б

$$\begin{cases} G_A^{(i)} = 0, \\ G_B^{(i)} = G_0^{(i)}; \end{cases}$$

б) если полностью открыт клапан РК-1, а расход свежего пара меньше суммы критических расходов через клапаны РК-1 и РК-2 $(G_{кр, I}) < G_0^{(i)} < (G_{кр, I} + G_{кр, II})$, то расходы пара в потоках А и Б

$$\begin{cases} G_A^{(i)} = G_{кр, I}, \\ G_B^{(i)} = G_0^{(i)} - G_A^{(i)}; \end{cases}$$

в) если полностью открыты клапаны РК-1 и РК-2, а расход свежего пара меньше суммы критических расходов через клапаны РК-1, РК-2, РК-3 $(G_{кр, I} + G_{кр, II}) < G_0^{(i)} < (G_{кр, I} + G_{кр, II} + G_{кр, III})$, то расходы пара в потоках А и Б

$$\begin{cases} G_A^{(i)} = G_{кр, I} + G_{кр, II}, \\ G_B^{(i)} = G_0^{(i)} - G_A^{(i)}; \end{cases}$$

г) если полностью открыты клапаны РК-1, РК-2, РК-3, а расход свежего пара меньше суммы критических расходов через клапаны РК-1, РК-2, РК-3, РК-4 $(G_{кр, I} + G_{кр, II} + G_{кр, III}) < G_0^{(i)} < (G_{кр, I} + G_{кр, II} + G_{кр, III} + G_{кр, IV})$, то расходы пара в потоках А и Б

$$\begin{cases} G_A^{(i)} = G_{кр, I} + G_{кр, II} + G_{кр, III}, \\ G_B^{(i)} = G_0^{(i)} - G_A^{(i)}. \end{cases}$$

6. Определяют коэффициент Бендемана для потока Б:

$$B_B^{(i)} = G_B^{(i)} / (k_{с, Б}^{(i)} P_{крс}^{(i)}),$$

где $G_B^{(i)}$ — расход пара для потока Б;

$k_{с, Б}^{(i)}$ — постоянная для СС, в которых течет поток Б;

$P_{крс}^{(i)}$ — давление пара в КРС.

7. Определяют давление пара перед сопловым сегментом для потока Б:

$$P_{сj}^{(i)} = P_{крс}^{(i)} / \varepsilon_B^{(i)},$$

где $P_{крс}^{(i)}$ — давление пара в КРС при переменном режиме;

$\varepsilon_B^{(i)}$ — относительное давление пара для потока Б:

$$\varepsilon_{\text{Б}}^{(i)} = \frac{\varepsilon_{\text{кр}} - \sqrt{\varepsilon_{\text{кр}}^2 - (2\varepsilon_{\text{кр}} - 1) \left(1 + (B_{\text{Б}}^{(i)})^2 (1 - \varepsilon_{\text{кр}})^2\right)}}{2 \left(1 + (B_{\text{Б}}^{(i)})^2 (1 - \varepsilon_{\text{кр}})^2\right)}$$

(здесь $\varepsilon_{\text{кр}}$ — критическое отношение давлений пара, $\varepsilon_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$, где k — показатель изоэнтропы (адиабаты); $B_{\text{Б}}^{(i)}$ — коэффициент Бендемана для потока Б).

При вычислении коэффициента Бендемана используют уравнение эллипса (1.12):

$$B_{\text{Б}}^{(i)} = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon_{\text{Б}} - \varepsilon_{\text{кр}})^2}{(1 - \varepsilon_{\text{кр}})^2}}.$$

После его преобразования получим уравнения вида

$$\begin{aligned} B_{\text{Б}}^2 (1 - \varepsilon_{\text{кр}})^2 &= (1 - \varepsilon_{\text{кр}})^2 - (\varepsilon_{\text{Б}} - \varepsilon_{\text{кр}})^2, \\ B_{\text{Б}}^2 (1 - \varepsilon_{\text{кр}})^2 - (1 - \varepsilon_{\text{кр}})^2 &= -(\varepsilon_{\text{Б}} - \varepsilon_{\text{кр}})^2, \\ (1 - \varepsilon_{\text{кр}})^2 (B_{\text{Б}}^2 - 1) &= (-1)(\varepsilon_{\text{Б}} - \varepsilon_{\text{кр}})^2, \\ (1 - \varepsilon_{\text{кр}})^2 (B_{\text{Б}}^2 - 1)(-1) &= (\varepsilon_{\text{Б}} - \varepsilon_{\text{кр}})^2, \\ (1 - \varepsilon_{\text{кр}}) \sqrt{(-1)(1 - B_{\text{Б}}^2)} &= \varepsilon_{\text{Б}} - \varepsilon_{\text{кр}}. \end{aligned}$$

Получена еще одна формула для определения $\varepsilon_{\text{Б}}$:

$$\varepsilon_{\text{Б}} = \varepsilon_{\text{кр}} + (1 - \varepsilon_{\text{кр}}) \sqrt{1 - B_{\text{Б}}^2}.$$

На основании полученных результатов для разных пропусков пара строят диаграмму распределения расходов пара между сопловыми сегментами (рис. 1.4, а) и диаграмму изменения давления перед и за соплами регулирующей ступени (рис. 1.4, б). На рис. 1.4 эти диаграммы построены для конденсационной турбины с четырьмя РК. Линия $C_{10}-D$ (для конденсационной турбины — практически прямая) представляет закон изменения давления в камере РС в функции расхода пара. Линия $C_{10}-C_{11}$ (для конденсационной турбины — прямая) изображает давление РК-1 перед соплами первого сегмента, когда остальные закрыты.

В этом режиме турбина работает так же, как с дроссельным парораспределением, поэтому давление за клапаном пропорционально расходу: отношение давлений $\varepsilon_j = P_{крj} / P_{cl}$ остается постоянным.

Кривые $C_{20}-C_{21}$, $C_{30}-C_{31}$, $C_{40}-C_{41}$, построенные на основании приведенных выше расчетов, представляют изменение давления перед соплами сегментов II, III, IV соответственно (т. е. за РК-2, РК-3 и РК-4). Точки C_{11} , C_{21} , C_{31} , C_{41} соответствуют полностью открытым клапанам. Линия $E-C_{41}$ определяет изменение давления перед соплами РС при условии, что все РК полностью открыты.

На рис. 1.4, а расход пара, отложенный по оси ординат, представляет собой сумму расходов через отдельные РК.

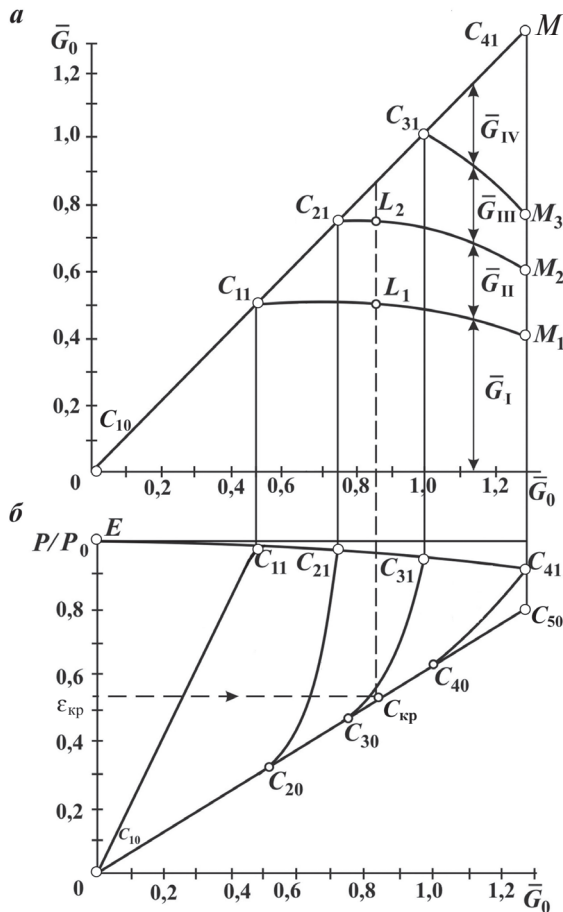


Рис. 1.4. Распределение расходов пара между группами сопл (а), совмещенное с распределением давлений перед группами сопл в зависимости от расхода пара на турбину (б)

Так, ординаты точек линии $C_{11}L_1M_1$ изображают расход пара через полностью открытый первый клапан РК-1. Разность ординат точек линий $C_{21}L_2M_2$ и $C_{11}L_1M_1$ представляет расход пара через РК-2; в точке C_{21} клапан РК-2 полностью открыт. Разность ординат точек линий $C_{31}M_3$ и $C_{21}L_2M_2$ представляет собой расход пара через РК-3; в точке C_{31} клапан РК-3 полностью открыт. В точке C_{41} открыты все четыре клапана. Пока давление в камере РС меньше критического ($P_{крс}/P_0 < \varepsilon_{кр}$), расход пара через группы сопл, питаемых через полностью открытые клапаны, равен критическому и не изменяется при открытии следующих клапанов участка $C_{11}L_1$ линии $C_{11}L_1M_1$. По мере открытия новых клапанов давление в КРС становится больше критического и расход пара через полностью открытые клапаны начнет снижаться. На участке L_1M_1 расход пара через первую группу сопл уменьшается, так как давление за РС (следовательно, за соплами) становится выше критического.

Аналогичная ситуация имеет место в процессе открытия клапана РК-2; линия $C_{21}L_2$ соответствует критическому расходу пара через второй сегмент сопл, а на участке L_2M_2 его расход через вторую группу уменьшается, так как давление в камере РС выше критического. На участке $C_{31}M_3$ расход пара через третью группу сопл также уменьшается. Расход через клапан РК-4 все время возрастает по мере его открытия, так как полностью он открывается только в точке M .

1.3. Определение расходов пара потоков А и Б с учетом парциальности при переменных режимах

Критерием подвода пара из СС к рабочим решеткам РС (см. рис. В.4) служит величина парциальности, показывающая, какую часть окружности занимают СС, к которым подводится пар РК:

$$e = \frac{l_{\pi}}{\pi D_{cp}},$$

где l_{π} — длина дуги подвода пара к рабочей решетке РС, $l_{\pi} = zt - \sum \Delta_{1кр} - \sum \Delta_{2ст}$ (здесь z — число сопловых лопаток; t — шаг сопловой решетки; $\sum \Delta_{1кр}$ — сумма толщин кромок сопловых лопаток; $\sum \Delta_{2ст}$ — сумма толщин стенок в сопловых коробках);
 D_{cp} — средний диаметр рабочей решетки РС.

Радиус выходной кромки сопловой лопатки выполняется порядка 0,5 мм, синус угла выхода потока пара из сопловой решетки $\sin \alpha_1 = 0,2$. В этом случае $\Delta_{\text{кр}} = 2,5$ мм, что составит 5 % от размера шага и при $z > 5$ даст поправку менее 1 %. Принимая это во внимание, обычно полагают $l_{\text{п}} = zt$.

Наличие стенок в сопловой коробке или перегородок, отделяющих один сопловый сегмент с сопловыми лопатками от другого, обуславливают наличие промежутков между ними $\Sigma \Delta_{\text{ст}}$. В связи с этим даже при всех открытых РК (максимальный режим) степень парциальности $\epsilon^{(\text{м})} < 1$.

В зависимости от номинальной мощности паровой турбины и объемного расхода пара степень парциальности РС при номинальном режиме может быть в пределах $0,2 \leq \epsilon^{(\text{н})} \leq 0,8 \dots 0,96$.

В турбинах малой и средней мощности при парциальности $0,2 \leq \epsilon^{(\text{н})} < 0,5$ сопловые сегменты располагаются обычно в верхней половине ЦВД, а при $\epsilon^{(\text{н})} > 0,5$ — в верхней и нижней половинах. На рис. 1.5, 1.6, приведенных ниже, представлены поперечные разрезы ЦВД по паровпуску для паровых турбин малой мощности Невского завода (НЗЛ).

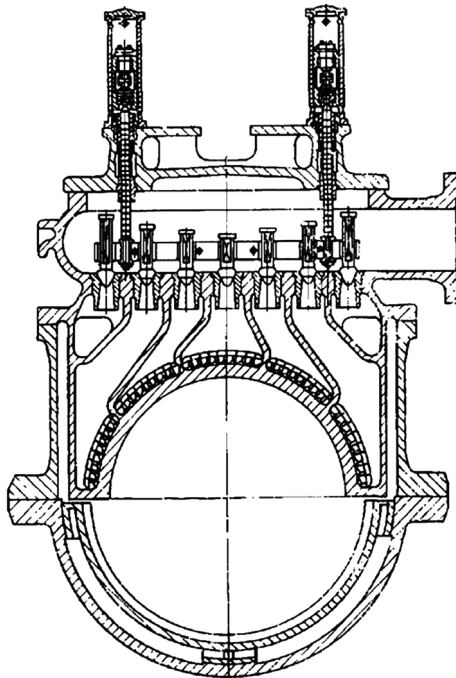


Рис. 1.5. Поперечный разрез по паровпуску паровой турбины К-20-8,8 НЗЛ при $e < 0,5$

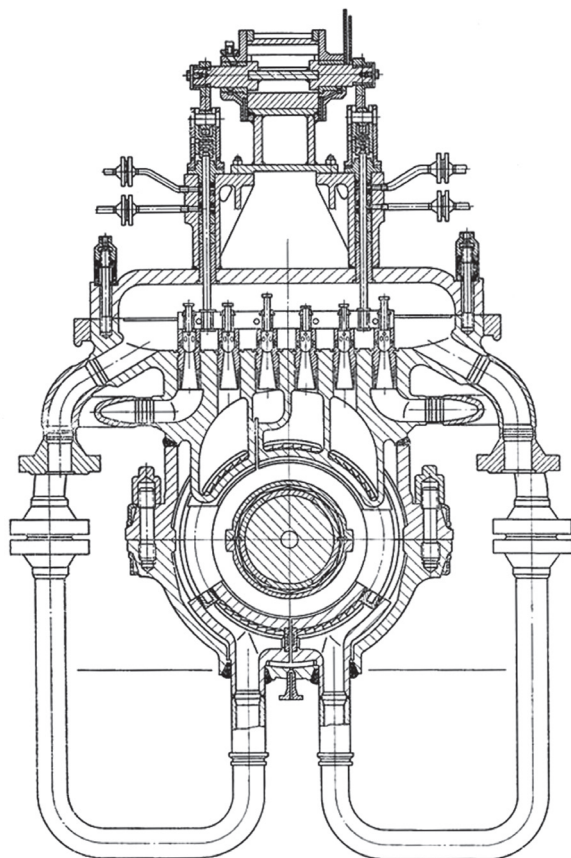


Рис. 1.6. Поперечный разрез по паровпуску турбины Т-20-8,8 НЗЛ при $e > 0,5$

В современных конструкциях РС стремятся к $e^{(м)} \rightarrow 1$ для уменьшения дополнительных потерь от парциальности: $\varepsilon^{(н)} \leq 0,92...0,96$ — для РС с сопловыми коробками, отлитыми совместно с корпусом; $\varepsilon^{(н)} \leq 0,8$ — для РС с сопловыми коробками, ввариваемыми в корпус цилиндра.

В конструкции Уральского турбинного завода (УТЗ) для паровой турбины типа Т-122/145-12,8 обеспечена парциальность при открытии всех РК $e^{(м)} = 0,96$. Кольцевая камера для паровпуска разделена на четыре отсека радиальными перегородками. Для каждого отсека предусмотрена паровпускная труба, которая связана со своим регулирующим клапаном, что обеспечивает сопловое парораспределение. На рис. 1.7 приведен поперечный разрез по паровпуску паровой турбины типа Т-122/145-12,8.

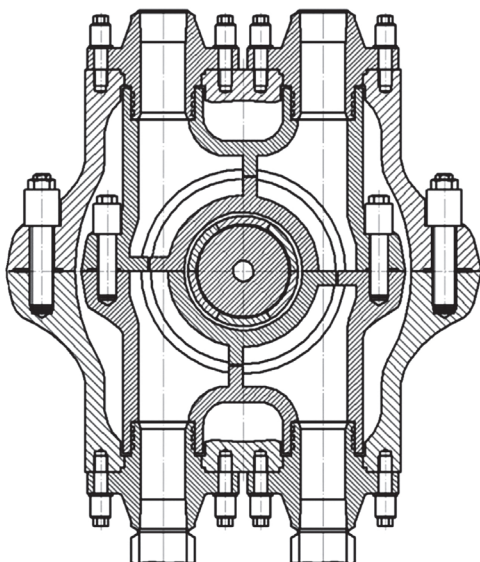


Рис 1.7. Поперечный разрез по паровпуску турбины Т-122/145-12,8 УТЗ

На рис. 1.8, 1.9 представлены поперечные разрез по паровпуску паровых турбин сверхкритического давления Харьковского турбинного завода (ХТЗ) и Ленинградского металлического завода (ЛМЗ) соответственно. Сопловые коробки соединены с внутренним корпусом ЦВД сваркой.

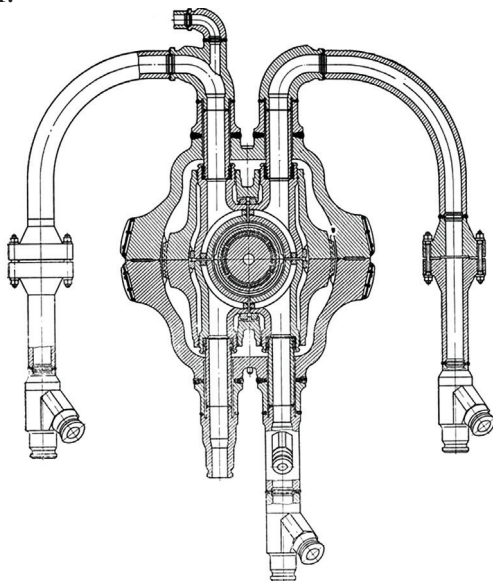


Рис. 1.8. Поперечный разрез по паровпуску турбины К-500-23,8-2 ХТЗ

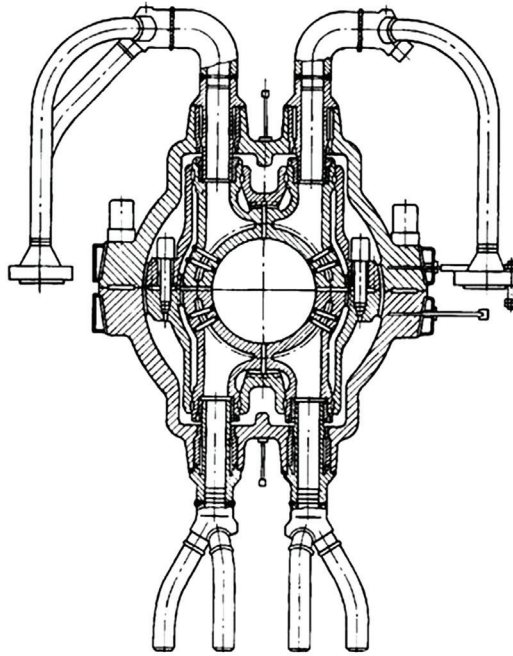


Рис. 1.9. Поперечный разрез по паровпуску турбины К-300-23,5 ЛМЗ

Площадь проходного сечения j -го соплового сегмента может быть представлена следующим образом:

$$F_{cj} = F_{\pi} e_j,$$

где F_{π} — площадь проходного сечения соплового аппарата при подводе пара по всей длине окружности РС, $F_{\pi} = \pi D_{\text{ср}} l_c \sin \alpha_{1э}$ (здесь $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр РС; l_c — высота сопловой лопатки; $\alpha_{1э}$ — эффективный угол для сопловой решетки, $\alpha_{1э} = \arcsin \frac{O_1}{t_1}$, где O_1 — горло сопловой решетки; t_1 — шаг сопловой решетки);

e_j — парциальность РС.

При этом уравнения, определяющие расход пара через j -й сопловой сегмент на режиме i , можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} G_j^{(i)} &= \chi_{\mu c} q_j^{(i)} F_{cj} \frac{P_{cj}^{(i)}}{\sqrt{P_0 V_0}} = \chi_{\mu c} q_j^{(i)} e_j^{(i)} F_{\pi} \frac{P_{cj}^{(i)}}{\sqrt{P_0 V_0}} = k_{\pi} q_j^{(i)} e_j^{(i)} P_{cj}^{(i)} = \\ &= k_{\pi} e_j^{(i)} \frac{q_j^{(i)} P_{\text{крс}}^{(i)} P_{cj}^{(i)}}{P_{\text{крс}}^{(i)}} = k_{\pi} e_j^{(i)} \frac{q_j^{(i)} P_{\text{крс}}^{(i)}}{\varepsilon_j^{(i)}} = k_{\pi} e_j^{(i)} B_j^{(i)} P_{\text{крс}}^{(i)}. \end{aligned}$$

Запишем выражения, определяющие расход свежего пара через РС для номинального ($G_0^{(н)}$) и переменного ($G_0^{(i)}$) режимов с полностью открытыми клапанами:

$$G_0^{(н)} = k_{\pi} e^{(н)} B^{(н)} P_{\text{крс}}^{(н)}, \quad (1.14)$$

$$G_0^{(i)} = k_{\pi} e^{(i)} B^{(i)} P_{\text{крс}}^{(i)}. \quad (1.15)$$

Разделив соотношение (1.15) на (1.14), получим

$$\frac{G_0^{(i)}}{G_0^{(н)}} = \frac{e^{(i)}}{e^{(н)}} \frac{B^{(i)}}{B^{(н)}} \frac{P_{\text{крс}}^{(i)}}{P_{\text{крс}}^{(н)}}. \quad (1.16)$$

Учтем, что по уравнению Стодолы — Флюгеля расход пара через КРС и его давление в этой камере для конденсационной турбины связаны соотношением

$$\frac{G_0^{(i)}}{G_0^{(н)}} = \frac{P_{\text{крс}}^{(i)}}{P_{\text{крс}}^{(н)}} \sqrt{\theta_{\text{крс}}^{(i)}}. \quad (1.17)$$

Приравняв правые части уравнений (1.16) и (1.17), получим

$$\frac{P_{\text{крс}}^{(i)}}{P_{\text{крс}}^{(н)}} \sqrt{\theta_{\text{крс}}^{(i)}} = \frac{e^{(i)}}{e^{(н)}} \frac{B^{(i)}}{B^{(н)}} \frac{P_{\text{крс}}^{(i)}}{P_{\text{крс}}^{(н)}}.$$

Следовательно,

$$e^{(н)} B^{(н)} = e^{(i)} B^{(i)} \sqrt{\theta_{\text{крс}}^{(i)}}. \quad (1.18)$$

Принимая $P_{\text{крс}}^{(i)} V_{\text{крс}}^{(i)} \approx P_{\text{крс}}^{(н)} V_{\text{крс}}^{(н)}$ в первом приближении (т. е. $\theta_{\text{крс}}^{(i)} = \frac{P_{\text{крс}}^{(н)} V_{\text{крс}}^{(н)}}{P_{\text{крс}}^{(i)} V_{\text{крс}}^{(i)}} \approx 1$), получим соотношение первого приближения для определения $e_j^{(i)}$:

$$e^{(н)} B^{(н)} \approx e^{(i)} B^{(i)}. \quad (1.19)$$

Из выражения (1.19) получим

$$e^{(i)} = e^{(н)} \frac{B^{(н)}}{B^{(i)}}. \quad (1.20)$$

Соотношения (1.17), (1.18) и (1.20) используются в расчетах режимов с полностью открытыми клапанами для определения степени парциальности, соответствующей режимам с полностью открытыми клапанами, если заданы расходы пара на этих режимах.

В i -м режиме расход пара делится на два потока: поток А через полностью открытые клапаны (степень парциальности сегментов, связанных с ними, — e_A) и поток Б через частично открытый клапан (соответствующий ему сегмент имеет степень парциальности e_B). Расход пара в этом режиме может быть определен соотношением $G_0^{(i)} = k_{\pi} (e_A^{(i)} B_A^{(i)} + e_B^{(i)} B_B^{(i)}) P_{\text{крс}}^{(i)}$. Разделив его на соотношение для расхода при номинальном режиме (1.14), получим

$$\frac{G_0^{(i)}}{G_0^{(\text{н})}} = \frac{(e_A^{(i)} B_A^{(i)} + e_B^{(i)} B_B^{(i)}) P_{\text{крс}}^{(i)}}{e^{(\text{н})} B^{(\text{н})} P_{\text{крс}}^{(\text{н})}}$$

или

$$e_A^{(i)} B_A^{(i)} + e_B^{(i)} B_B^{(i)} = e^{(\text{н})} B^{(\text{н})} \sqrt{\theta_{\text{крс}}^{(i)}}. \quad (1.21)$$

В первом приближении, полагая $\theta_{\text{крс}} \approx 1$, получим соотношение

$$e_A^{(i)} B_A^{(i)} + e_B^{(i)} B_B^{(i)} = e^{(\text{н})} B^{(\text{н})}. \quad (1.22)$$

Расход пара через полностью открытые клапаны (поток А) в φ -м режиме, в котором имеется также поток Б, можно определить по формуле

$$G_A^{(i)} = G_0^{(i)} \frac{e_A^{(i)} B_A^{(i)}}{e^{(\text{н})} B^{(\text{н})}} \sqrt{\theta_{\text{крс}}^{(i)}}. \quad (1.23)$$

Запишем выражение для расходов пара через полностью открытые клапаны (поток А) и частично открытый клапан (поток Б) в одном и том же i -м режиме:

$$G_A^{(i)} = k_{\pi} e_A^{(i)} B_A^{(i)} P_{\text{крс}}^{(i)}, \quad (1.24)$$

$$G_B^{(i)} = k_{\pi} e_B^{(i)} B_B^{(i)} P_{\text{крс}}^{(i)}. \quad (1.25)$$

Разделив соотношение (1.25) на (1.24), получим следующее выражение:

$$B_B^{(i)} = B_A^{(i)} \frac{G_B^{(i)}}{G_A^{(i)}} \frac{e_A^{(i)}}{e_B^{(i)}}. \quad (1.26)$$

Полученные соотношения (1.21)–(1.26) используются для расчетов режимов с частично открытыми клапанами, если заданы расходы пара при этих режимах.

1.4. Определение мощности и относительного внутреннего КПД регулирующей ступени при переменных режимах

После определения расходов пара через каждый сопловый сегмент, учитывая изменение парциальности на заданном режиме, можно найти ее мощность, развиваемую РС, и КПД. Для этого необходимо определить использованный теплоперепад по отдельности для потоков пара А и Б. Расчет можно выполнить несколькими способами.

1.4.1. Определение теплоперепада пара для потоков А и Б на основании обобщенной формулы для КПД ступени

При изоэнтروпийном расширении пара РС от начальных параметров P_c, h_c до давления $P_{крс}$ его энтальпия уменьшается до значения $h_{крс}$. Величина $H_0 = h_0 - h_{крс}$ называется *располагаемым* теплоперепадом ступени (реальные процессы течения пара всегда происходят с потерями), величина $H_{0i} = H_0 \eta_{0i}$ называется *использованным* теплоперепадом ступени.

Рассчитанный по состоянию пара перед соплами располагаемый теплоперепад для любого потока пара, в частности проходящего через рассматриваемую j -ю группу сопел, является функцией только отношения давлений ε_j независимо от того, дросселируется пар перед соплами или нет:

$$H_{0j} = \frac{k_j}{k_j - 1} P_{cj} V_{cj} \left(1 - \varepsilon_j^{\frac{k_j - 1}{k_j}} \right),$$

где k_j — показатель изоэнтропы (адиабаты), определяемый как функция $\text{wspKPH}(P, h)$ (здесь P — давление пара, $P = \varepsilon_j P_0$; h — удельная энтальпия пара, $h = \text{const}$ при дросселировании).

При дросселировании пара справедливо соотношение $P_0 V_0 = P_{cI} V_{cI} = P_{cII} V_{cII} = P_{cIII} V_{cIII} = P_{cIV} V_{cIV} = P_{cj} V_{cj}$.

Кроме того, учтем, что параметры свежего пара (перед СК) во всех режимах одинаковы и равны номинальным, т. е. $P_0^{(i)} V_0^{(i)} = P_0^{(H)} V_0^{(H)}$. Сле-

довательно, располагаемый теплоперепад при $P_{cj}V_{cj} \equiv P_0^{(H)}V_0^{(H)}$ для потоков пара А и Б вычисляются по формулам

$$(H_0)_A^{(i)} = \frac{k_A}{k_A - 1} P_0^{(H)} V_0^{(H)} \left(1 - (\varepsilon_A^{(i)})^{\frac{k_A}{k_A - 1}} \right),$$

$$(H_0)_B^{(i)} = \frac{k_B}{k_B - 1} P_0^{(H)} V_0^{(H)} \left(1 - (\varepsilon_B^{(i)})^{\frac{k_B}{k_B - 1}} \right).$$

Характеристики ступени для потоков пара А и Б при постоянной частоте вращения зависят только от располагаемого теплоперепада, так как $c_\phi = \sqrt{2H_0}$ вычисляются по формулам

$$X_{\phi, A}^{(i)} = u / c_{\phi, A}^{(i)},$$

$$X_{\phi, B}^{(i)} = u / c_{\phi, B}^{(i)}.$$

Относительный внутренний КПД ступени η_{0i} зависит от X_ϕ [48], известна экспериментальная зависимость ЛКИ для комплекса $\bar{\eta}_{0i} = \frac{\eta_{0i}}{\eta_{0i}^{\max}}$ [53]:

$$\bar{\eta}_{0i} = \frac{\eta_{0i}}{\eta_{0i}^{\max}} = 2,10 \bar{X}_\phi - 1,19 \bar{X}_\phi^2 + 0,09 \bar{X}_\phi^3,$$

где η_{0i} — относительный внутренний КПД, $\eta_{0i} = \eta_{0u} - \Delta\eta_{\text{доп}}$ (здесь η_{0u} — относительный лопаточный КПД; $\Delta\eta_{\text{доп}}$ — дополнительные потери, зависящие от изменения располагаемого теплоперепада РС и ее парциальности, $\Delta\eta_{\text{доп}} = \sum \xi_{\text{доп}}$);

η_{0i}^{\max} — максимальный относительный внутренний КПД ступени при оптимальной характеристике ступени;

\bar{X}_ϕ — относительная характеристика ступени, $\bar{X}_\phi = X_\phi / X_\phi^{\text{опт}}$ (здесь X_ϕ — характеристика ступени; $X_\phi^{\text{опт}}$ — оптимальная характеристика ступени, $X_\phi^{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1 - \rho_0}} \left(1 - (\sqrt{1 - \rho_0}) (\sum \xi_{\text{доп}})_0 \right)$, где φ — коэффициент скорости в сопловой решетке; α_1 — угол выхода потока пара из сопловой решетки; ρ_0 — степень реактивности ступени; $\sum \xi_{\text{доп}}$ — дополнительные потери).

Для оценки коэффициента скорости φ в сопловой решетке могут быть использованы либо графики, приведенные, например, в [6, рис. 2.36], в [9, рис. 1.3] и т. п., либо ориентировочная формула

$$\varphi = 0,980 - 0,008b_1/l_1,$$

где b_1 — хорда сопловой лопатки;

l_1 — высота сопловой лопатки.

Угол выхода потока пара с дозвуковой скоростью определяют по формуле

$$\alpha_{1э} = \frac{\mu_1}{\varphi} \sin \alpha_{1э},$$

где μ_1 — коэффициент расхода пара в сопловой решетке, $\mu_1 = 0,982 - 0,005b_1/l_1$;

φ — коэффициент скорости пара в сопловой решетке;

$\alpha_{1э}$ — эффективный угол для сопловой решетки, $\alpha_{1э} = \arcsin \frac{O_1}{t_1}$

(здесь O_1 — горло сопловой решетки; t_1 — шаг сопловой решетки).

Относительный внутренний КПД для потоков пара А и Б вычисляют по формулам

$$(\eta_{0i})_A^{(i)} = \eta_{0i}^{\max} (2,10 \bar{X}_{\Phi,A}^{(i)} - 1,19 (\bar{X}_{\Phi,A}^{(i)})^2 + 0,09 (\bar{X}_{\Phi,A}^{(i)})^3),$$

$$(\eta_{0i})_B^{(i)} = \eta_{0i}^{\max} (2,10 \bar{X}_{\Phi,B}^{(i)} - 1,19 (\bar{X}_{\Phi,B}^{(i)})^2 + 0,09 (\bar{X}_{\Phi,B}^{(i)})^3).$$

Использованный теплоперепад потоков пара А и Б вычисляют по формулам

$$(H_{0i})_A^{(i)} = (H_0)_A^{(i)} (\eta_{0i})_A^{(i)},$$

$$(H_{0i})_B^{(i)} = (H_0)_B^{(i)} (\eta_{0i})_B^{(i)}.$$

Те же формулы в развернутом виде:

$$\begin{aligned} & (H_{0i})_A^{(i)} = \\ & = \eta_{0i}^{\max} P_0^{(H)} V_0^{(H)} \left(\frac{k_A}{k_A - 1} \right) \left(1 - (\varepsilon_A^{(i)})^{\frac{k_A}{k_A - 1}} \right) \left(2,10 \bar{X}_{\Phi,A}^{(i)} - 1,19 (\bar{X}_{\Phi,A}^{(i)})^2 + 0,09 (\bar{X}_{\Phi,A}^{(i)})^3 \right), \end{aligned}$$

$$(H_{0i})_B^{(i)} = P_0^{(H)} V_0^{(H)} \eta_{0i}^{\max} \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \left(1 - (\varepsilon_B^{(i)})^{\frac{k_B}{k_B - 1}} \right) \left(2,10 \bar{X}_{\Phi, B}^{(i)} - 1,19 \left(\bar{X}_{\Phi, B}^{(i)} \right)^2 + 0,09 \left(\bar{X}_{\Phi, B}^{(i)} \right)^3 \right).$$

Значение энтальпии смеси потоков пара А и Б вычисляют по формулам

$$h_A = h_0 - (H_{0i})_A^{(i)}; \quad h_B = h_0 - (H_{0i})_B^{(i)},$$

затем определяют энтальпию смеси потоков пара А и Б по формуле

$$h_{\text{см}}^{(i)} = \frac{G_A^{(i)} h_A + G_B^{(i)} h_B}{G_0^{(i)}}$$

и удельный объем смеси потоков пара А и Б:

$$V_{\text{см}}^{(i)} = f(h_{\text{см}}^{(i)}, P_{\text{крс}}^{(i)}).$$

Вычисления проводятся с помощью функций $\text{wspVPH}(p, h)$, где p — давление, Па; h — удельная энтальпия, Дж/кг; $\text{wspVHS}(h, s)$, где h — удельная энтальпия, Дж/кг; s — удельная энтропия, Дж/(кг·К); возвращаемый результат V — удельный объем, м³/кг.

Располагаемый теплоперепад смеси потоков пара А и Б в РС при переменном режиме определяют по формуле

$$(H_0)_{\text{см}}^{(i)} = \frac{G_A^{(i)} (H_0)_A^{(i)} + G_B^{(i)} (H_0)_B^{(i)}}{G_0^{(i)}},$$

используемый теплоперепад смеси потоков пара А и Б в РС при переменном режиме определяют по формуле

$$(H_{0i})_{\text{см}}^{(i)} = \frac{G_A^{(i)} (H_{0i})_A^{(i)} + G_B^{(i)} (H_{0i})_B^{(i)}}{G_0^{(i)}}.$$

Относительный внутренний КПД РС при переменном режиме определяют по формуле

$$\eta_{0i} = \left(\frac{(H_{0i})_{\text{см}}^{(i)}}{(H_0)_{\text{см}}^{(i)}} \right).$$

1.4.2. Определение теплоперепада пара для потоков А и Б на основании экспериментальной зависимости для КПД ступени $\eta_{0u}^{\max} = f(l, X_{\phi})$

Вычисляют ряд значений для располагаемого теплоперепада пара, чтобы построить графическую зависимость по формуле

$$H_0 = \frac{k}{k-1} P_0^{(h)} V_0^{(h)} \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right),$$

где k — показатель изоэнтропы (адиабаты), определяемый как функция $\text{wspKPH}(P, h)$ (здесь P — давление пара, P_c — давление пара перед соплами; h — удельная энтальпия пара, h_0 — энтальпия пара;

$P_0^{(h)}$ — давление свежего пара;

$V_0^{(h)}$ — удельный объем свежего пара;

ε — отношение давлений,

$\varepsilon = [0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0]$.

Строят график зависимости $H = f(\mu)$ (рис. 1.10), который используют следующим образом. После распределения общего расхода пара $G_0^{(i)}$ на два потока: поток А (расход $\bar{G}_A^{(i)}$), проходящий через полностью открытые РК, и поток Б (расход $\bar{G}_B^{(i)}$), проходящий через частично открытый клапан, — определяют отношение давлений $\varepsilon_A^{(i)}$ и $\varepsilon_B^{(i)}$ для каждого из этих потоков. Затем по рис. 1.10 находят $H_{0,A}^{(i)} = f(\varepsilon_A^{(i)})$; $H_{0,B}^{(i)} = f(\varepsilon_B^{(i)})$. Определяют энтальпию пара каждого потока на выходе из каналов рабочих решеток по формулам

$$h_A = h_0 - (H_{0i})_A^{(i)}; \quad h_B = h_0 - (H_{0i})_B^{(i)}.$$

Затем определяют энтальпию смеси потоков пара А и Б по формуле

$$h_{\text{см}}^{(i)} = \frac{G_A^{(i)} h_A + G_B^{(i)} h_B}{G_0^{(i)}}$$

и удельный объем смеси потоков пара А и Б:

$$V_{\text{см}}^{(i)} = f(h_{\text{см}}^{(i)}, P_{\text{крс}}^{(i)}).$$

Вычисления проводятся с помощью функций $\text{wspVPH}(p, h)$, где p — давление, Па; h — удельная энтальпия, Дж/кг; $\text{wspVHS}(h, s)$, где h —

удельная энтальпия, Дж/кг; s — удельная энтропия, Дж/(кг·К); возвращаемый результат V — удельный объем, м³/кг.

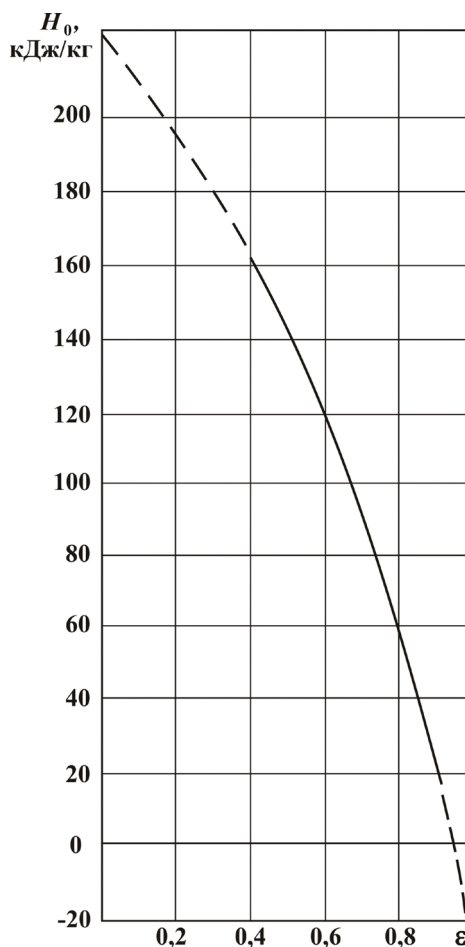


Рис. 1.10. Зависимость теплоперепада потока пара в процессе расширения от отношения давлений $\epsilon = P_{\text{крс}}/P_c$

Располагаемый теплоперепад смеси потоков пара А и Б в РС при переменном режиме определяют по формуле

$$(H_0)_{\text{см}}^{(i)} = \frac{G_A^{(i)} (H_0)_A^{(i)} + G_B^{(i)} (H_0)_B^{(i)}}{G_0^{(i)}}.$$

Проводят оценку максимального значения $\eta_{\text{л}}^{\text{max}}$ относительного лопаточного КПД в зависимости от l_c , используя экспериментальные

данные для ступеней активного типа КТЗ — МЭИ, приведенные, например, на рис. 1.11 из [1, 53].

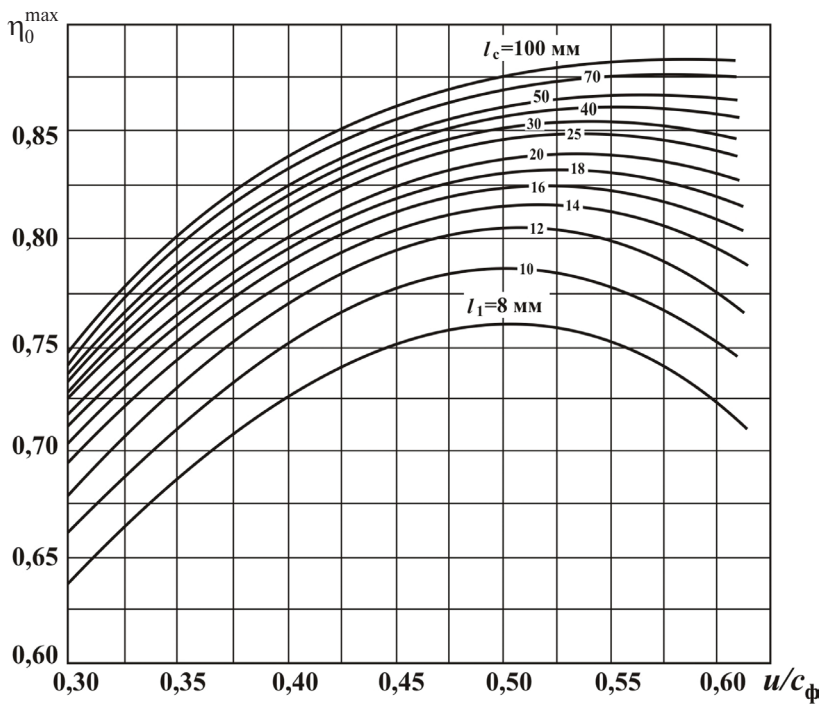


Рис. 1.11. Относительный лопаточный КПД усовершенствованных ступеней активного типа КТЗ-МЭИ

Определяют значение оптимального располагаемого теплоперепада $(H_0)_{\text{опт}}$, кДж/кг, по величине $X_{\phi, \text{опт}}$ при η_{0u}^{\max} для каждого потока по рис. 1.12,

$$(H_0)_{\text{опт}} = \left(\frac{u}{X_{\phi, \text{опт}}} \right)^2 \frac{1}{2000}.$$

Для расчета параметра \bar{X}_ϕ используется соотношение

$$\bar{X}_\phi = \sqrt{\frac{(H_0)_{\text{опт}}}{(H_0)_{\text{см}}^{(i)}}}.$$

Дальнейшие расчеты проводить в той же последовательности, что и в пункте 1.4.1.

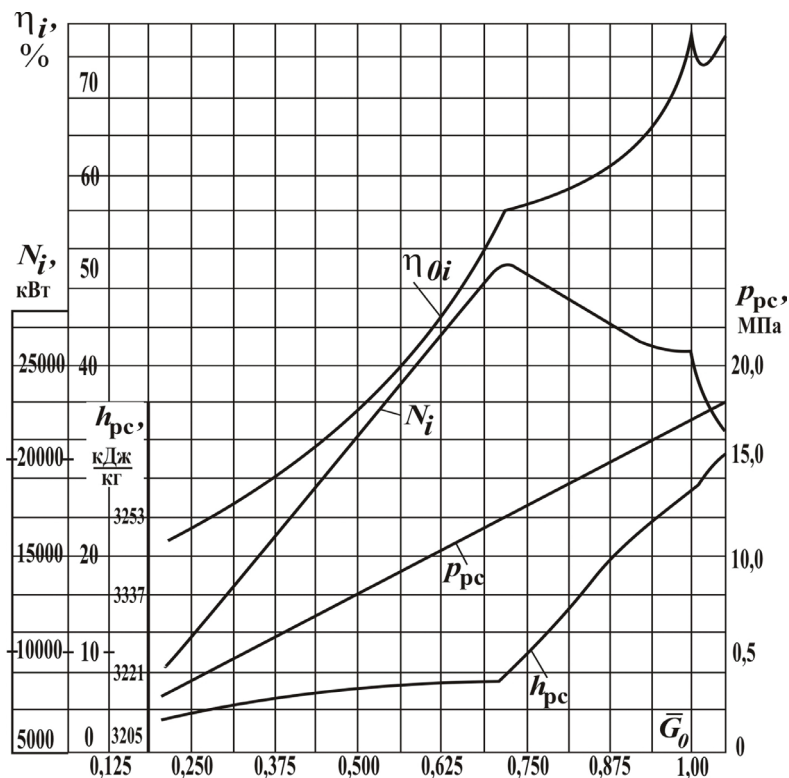


Рис. 1.12. Зависимость мощности, относительного лопаточного КПД регулирующей ступени, энтальпии и давления в КРС от относительного расхода пара через стопорный клапан мощной паровой турбины сверхкритического давления

1.4.3. Определение мощности регулирующей ступени при переменном режиме

Внутреннюю мощность РС, передаваемую рабочим лопаткам при переменных режимах, определяют по формуле

$$N_{\text{л}}^{(i)} = G_0^{(i)} (H_{0i})^{(i)},$$

где $G_0^{(i)}$ — расход пара при переменном режиме;

$(H_{0i})^{(i)}$ — использованный теплоперепад при переменном режиме, $(H_{0i})^{(i)} = (H_0)^{(i)} \eta_{0i}^{(i)}$ (здесь $(H_0)^{(i)}$ — располагаемый теплоперепад ступени при переменном режиме; $\eta_{0i}^{(i)}$ — относительный внутренний КПД ступени при переменном режиме).

Потери мощности на трение диска оценивают по формуле

$$N_{\text{тр}}^{(i)} = \frac{0,05k_{\text{тр}}u^3D^2}{V_{\text{см}}^{(i)}},$$

в которой можно принять при оценочных расчетах с запасом в сторону увеличения потерь $k_{\text{тр}} = (0,45 \dots 0,8) \cdot 10^{-3}$. Более точное определение $k_{\text{тр}}$ может быть осуществлено с помощью формул, приведенных в [21, 46, 53]. Главным образом $k_{\text{тр}}$ зависит от числа Рейнольдса, режима течения в зазоре, относительного зазора и шероховатости поверхности.

Потери мощности на вентиляцию пара определяются соотношением

$$N_{\text{в}}^{(i)} = k_{\text{в}}D_{\text{ср}}l_{\text{с}}u^3 \frac{(1-e^{(i)})}{V_{\text{см}}^{(i)}} \cdot 10^{-3},$$

где $k_{\text{в}}$ — коэффициент, зависящий от конструктивного оформления ступени, $k_{\text{в}} = (2,4 \dots 6,5) \cdot 10^{-2}$; для многорядной ступени он больше, чем для однорядной. При парциальности ступени $e = 1$ потери на вентиляцию становятся равными нулю.

Потери мощности, связанные с выталкиванием и подсосом застойного пара на концах сегментов (сегментные потери), можно оценить по формуле

$$N_{\text{сегм}}^{(i)} = 0,25B_{\text{р}}l_{\text{р}}u \frac{(H_{0i})_{\text{см}}^{(i)}m^{(i)}}{V_{\text{см}}^{(i)}},$$

где $B_{\text{р}}$ — осевая ширина профиля рабочих лопаток; $l_{\text{р}}$ — высота рабочих лопаток; m — число сопловых сегментов, находящихся в работе.

Использованные в РС мощность и теплоперепад, а также энтальпию пара перед нерегулируемыми ступенями ЦВД находят по формулам

$$(N_i)_{\text{рс}}^{(i)} = N_{\text{л}}^{(i)} - N_{\text{тр}}^{(i)} - N_{\text{в}}^{(i)} - N_{\text{сегм}}^{(i)},$$

$$(H_{0i})_{\text{рс}}^{(i)} = (N_i)_{\text{рс}}^{(i)} / G_0^{(i)},$$

$$h_{\text{рс}}^{(i)} = h_0 - (H_i)_{\text{рс}}^{(i)}.$$

Завершают расчет определением относительного внутреннего КПД ступени с учетом изменения дополнительных потерь при переменном режиме:

$$\eta_{0i}^{(i)} = (H_{0i})_{\text{рс}}^{(i)} / (H_0)_{\text{рс}}^{(i)}.$$

Результаты расчетов наносят на диаграммы, аналогичные представленной на рис. 1.12 (см. на с. 53) для РС мощной паровой турбины сверхкритического давления с тремя клапанами РК.

2. Термогазодинамический расчет регулирующей ступени при номинальном режиме

Основные методики расчета по одномерной модели были разработаны еще в 50-е годы XX века. Наиболее важной частью расчетов является расчет КПД РС и ее мощности.

В учебно-методической литературе [3, 12, 15, 22–24, 26, 28, 32, 52] представлены методики расчета проточной части паровых турбин, которые не противоречат друг другу.

Целью термодинамического (теплого) расчета является расчет термодинамических параметров водяного пара в процессе расширения в проточной части цилиндра турбин.

Целью газодинамического расчета является определение оптимального числа ступеней турбины, работы расширения перегретого водяного пара, характеристических коэффициентов, степени реактивности, коэффициентов расхода сопловых и рабочих решеток, коэффициентов скорости в сопловых и рабочих решетках по ступеням; геометрические характеристики решеток; КПД турбины.

Выбор типа РС определяется величиной намечаемого для этой ступени изоэнтروпийного теплоперепада при номинальном режиме $H_{0,pc}$, который составляет 10–35 % от располагаемого теплоперепада на турбину.

Существует несколько методик выбора типа РС:

1. *По температуре за регулирующей ступенью.*

Теплоперепад регулирующей $H_{0,pc}$ ступени выбирают исходя из условия $t_{крс} \leq 500^\circ\text{C}$ — для снижения температуры пара в камере регулирующей ступени, для использования более дешевых жаропрочных перлитных сталей при изготовлении ротора и корпуса турбины (например, 12МХ, 15ХМ, 12Х1МФ, 20ХМ, 25Х1МФ, 25Х2М1Ф, 18Х3МВ, 20Х3МВФ). Иначе — должны использоваться жаропрочные хромистые мартенситные стали (например, 12Х10В1М1ФБР, 15Х11МФБЛ).

Коэффициент полезного действия (КПД) РС, как правило, ниже КПД остальных ступеней давления. Следовательно, увеличение теплоперепада на РС приведет к снижению общего КПД турбины при расчетном режиме.

Для одновенечных РС величина оптимального теплоперепада при номинальном режиме не превышает $H_{0,pc} = 80 \dots 125$ кДж/кг (в конденсационных турбинах большой мощности 150 МВт и выше).

2. По давлению за регулирующей ступенью.

Располагаемый теплоперепад РС $H_{0,pc}$ в зависимости от отношения давлений перед и после РС с учетом потерь в РК вычисляется по формуле

$$H'_0 = \frac{k_h}{k_h - 1} P_0^{(h)} V_0^{(h)} \left(1 - \left(\varepsilon^{(h)} \right)^{\frac{k_h}{k_h - 1}} \right).$$

Если из точки 1_A опустить перпендикуляр по изоэнтропе до пересечения с изобарой $P_2 = P_{крс}$, получим точку 1_{II} (рис. 2.1). Длина отрезка $1_A - 1_{II}$ является теплоперепадом регулирующей ступени H'_0 . После того как было определен теплоперепад регулирующей ступени, необходимо выбрать ее тип.

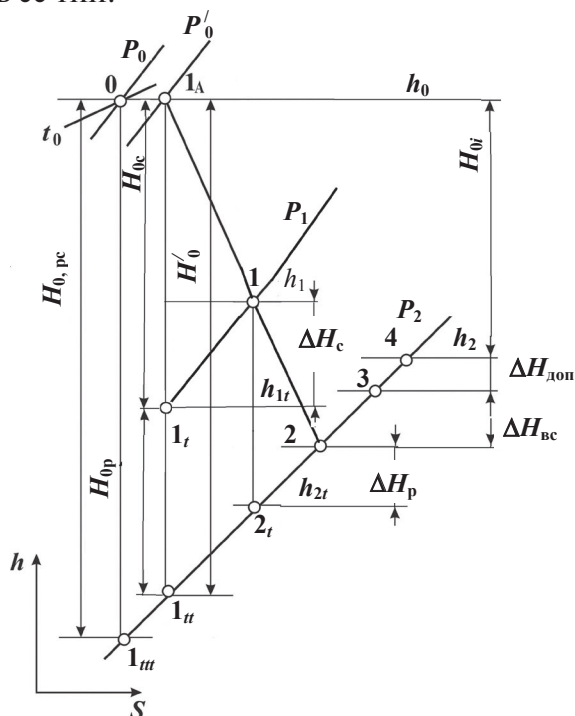


Рис. 2.1. Схема для термогазодинамического расчета процесса расширения пара в регулирующей ступени при номинальном режиме

3. По диаметру регулирующей ступени.

Диаметр ступени определяется корневым диаметром диска и высотой лопатки.

Средний диаметр ступени $D_{\text{ср}}$ определяется технологическими возможностями производства поковки для ротора ЦВД и суммарными напряжениями в диске РС от центробежных сил. Учитывая припуски на обработку ротора ЦВД, обычно принимаем средний диаметр одно-венечной РС $D_{\text{ср}} = 1,1 \dots 1,2$ м и двухвенечной РС $D_{\text{ср}} = 0,95$ м.

Уменьшение диаметра влечет за собой смену шага лопаток, вплоть до изменения их количества, увеличение веерности, а следовательно, искажение поля скоростей при одной и той же частоте вращения ротора, также увеличиваются потери из-за уменьшения числа Рейнольдса (Re). Алгоритм приведен ниже:

- определяется окружная скорость на среднем диаметре ступени u , м/с:

$$u = \frac{\pi D_{\text{ср}} n}{60},$$

где $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр регулирующей ступени, м; n — число оборотов турбины, $n = 3000$ об/мин;

- определяется фиктивная скорость пара $c_{\text{ф}}$, м/с:

$$c_{\text{ф}} = \frac{u}{X_{\text{ф,опт}}},$$

где u — окружная скорость;

$X_{\text{ф,опт}}$ — характеристика ступени, $X_{\text{ф,опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}$ (здесь φ — ко-

эффициент скорости потока пара в сопловой решетке; α_1 — угол выхода потока пара из сопловой решетки; ρ — степень реактивности ступени).

Угол выхода потока пара с дозвуковой скоростью определяют по формуле

$$\alpha_1 = \frac{\mu_1}{\varphi} \sin \alpha_{1\varphi},$$

где μ_1 — коэффициент расхода пара в сопловой решетке; φ — коэффициент скорости в сопловой решетке;

α_{19} — эффективный угол потока пара для сопловой решетки,
 $\alpha_{19} = \arcsin \frac{O_1}{t_1}$ (здесь O_1 — горло сопловой решетки; t_1 — шаг сопловой решетки).

Ниже приведены характеристики ступени $X_{0, \text{опт}}$ для одновенечной РС в зависимости от ее реактивности:

$\rho = 0,000000,47$	$0,050000,484$	$0,100000,498$	$0,150000,512$
$\rho = 0,200000,525$	$0,250000,540$	$0,300000,554$	$0,350000,568$
$\rho = 0,400000,582$	$0,450000,595$	$0,500000,61$	$0,550000,624$

Ниже приведем рекомендации по выбору *конструктивного угла выхода потока рабочего тела из сопла* α_{19} , градус, в зависимости от мощности паровой турбины:

$N_3 = 10 \text{ МВт} \dots\dots\dots 18$	$10-25 \dots\dots\dots 17$	$25-50 \dots\dots\dots 16$	$50-100 \dots\dots\dots 15$
$N_3 = 100-300 \text{ МВт} \dots\dots\dots 14$	$300-500 \dots\dots\dots 13$	$500-800 \dots\dots\dots 12$	$N_3 \geq 800 \dots\dots\dots 11$

Уменьшение угла α_{19} способствует росту окружного КПД. Не рекомендуют применять сопла с $\alpha_{19} < 8-9^\circ$ ввиду того, что увеличивается неравномерность потока за сопловым аппаратом, что приводит к росту потерь в рабочей решетке и снижению коэффициента скорости в рабочих решетках (ψ) из-за большого угла поворота потока в каналах РК;

- определяется величина располагаемого теплоперепада регулирующей ступени H_0' , кДж/кг:

$$H_0' = \frac{c_\Phi^2}{2000}.$$

В результате исследований одновенечной РС [54] определены диапазоны оптимальных параметров области 8-факторного пространства, границы которого приведены ниже:

$$\begin{aligned} D_{\text{ср},2} / l_2 &\in (30 \dots 60); & l_1 / b_1 &\in (0,25 \dots 0,5); & l_2 / b_2 &\in (0,27 \dots 0,6); \\ t_1 / b_1 &\in (0,7 \dots 0,9); & t_2 / b_2 &\in (0,5 \dots 0,7); & X_{\Phi, \text{опт}} &\in (0,3 \dots 0,6); \\ \alpha_1 &\in (9 \dots 14^\circ); & \beta_2 &\in (19 \dots 23^\circ), \end{aligned}$$

где $D_{\text{ср},2}$ — средний диаметр;

l_1, l_2 — высота лопатки сопловой и рабочей решеток соответственно;

b_1, b_2 — хорда профиля сопловой и рабочей решеток соответственно;

t_1, t_2 — шаг сопловой и рабочей решеток соответственно;

$X_{\text{ф,опт}}$ — характеристика ступени;

α_1 — угол выхода потока пара из сопловой решетки;

β_2 — угол выхода потока пара из рабочей решетки.

Коэффициент скорости потока пара для сопловой решетки в первом приближении может быть принят $\varphi = 0,98$ или уточнен по упрощенной формуле МЭИ из выражения

$$\varphi = 0,980 - 0,008b_1 / l_1.$$

Коэффициент скорости потока пара для рабочей решетки в первом приближении может быть принят $\psi = 0,957$ или уточнен по упрощенной формуле МЭИ из выражения

$$\psi = 0,957 - 0,001b_2 / l_2.$$

Алгоритмы термогазодинамического расчета одновенечной РС приведены в табл. 2.1, а расчета дополнительных потерь, относительного внутреннего КПД и мощности РС — в табл. 2.2.

Таблица 2.1

Алгоритм термогазодинамического расчета при номинальном режиме одновенечной РС

№ п/п	Показатель	Обозначение	Размерность	Формула или обоснование
1	2	3	4	5
1	Расход свежего пара	G_0	кг/с	Задан
2	Давление свежего пара	p_0	МПа	Задано
3	Температура свежего пара	t_0	°С	Задана
4	Частота вращения	n	с ⁻¹	Задана
5	Энтропия свежего пара	s_0	кДж/(кг·К)	$\text{wspSPT}(p_0, t_0)$
6	Угол выхода потока пара из сопл РС	$\alpha_{1э}$	градус	Принять $\alpha_{1э} = 9...14^\circ$
7	Угол выхода из рабочих лопаток РС	$\beta_{2э}$	градус	Принять $\beta_{2э} = 19...23^\circ$

Продолжение табл. 2.1

1	2	3	4	5
8	Оценка относительной хорды профиля сопловой решетки	$\frac{b_1}{l_1}$	—	Принять $\frac{b_1}{l_1} = 2...4$
9	Оценка относительной хорды профиля рабочей решетки	$\frac{b_2}{l_2}$	—	Принять $\frac{b_2}{l_2} = 1,7...3,7$
10	Минимально допустимая высота рабочей лопатки	l_2	м	Принять минимально допустимое значение $l_2 = 0,02...0,012$
11	Средний диаметр РС	D_{cp}	м	Принять максимально допустимое значение $D_{cp} = 1,1$
12	Веерность	$\frac{D_{cp}}{l_2}$	—	Принять $\frac{D_{cp}}{l_2} = 30...60$
13	Коэффициент скорости потока пара в сопловых лопатках	φ	—	Принять $\varphi = 0,96...0,98$ или рассчитать по формуле $\varphi = 0,980 - 0,009 \frac{b_1}{l_1}$
14	Коэффициент скорости потока пара в рабочих лопатках	ψ	—	Принять $\psi = 0,92...0,95$ или рассчитать по формуле $\psi = 0,957 - 0,001 \frac{b_2}{l_2}$
15	Коэффициент расхода пара сопловой решетки	μ_1	—	Принять $\mu_1 = 0,96...0,97$ или рассчитать по формуле $\mu_1 = 0,982 - 0,005 \frac{b_1}{l_1}$
16	Коэффициент расхода пара рабочей решетки	μ_2	—	Принять $\mu_2 = 0,93...0,96$ или рассчитать по формуле $\mu_2 = 0,965 - 0,01 \frac{b_2}{l_2}$
17	Дополнительные потери в РС	$\Delta\eta_{0i}$	—	Принять $\Delta\eta_{0i} = 0,04...0,08$

Продолжение табл. 2.1

1	2	3	4	5
18	Максимальный относительный внутренний КПД процесса РС	$\eta_{0i, \max}$	—	Принять $\eta_{0i, \max} = 0,78 \dots 0,82$
19	Максимальный относительный лопаточный КПД РС	$\eta_{0, \max}$	—	$\eta_{0, \max} = \eta_{0i, \max} + \Delta\eta_{0i}$
20	Синус угла выхода потока из сопловых решеток	$\sin \alpha_1$	—	$\sin \alpha_1 = \frac{\mu_1}{\varphi} \sin \alpha_{1\varphi}$
21	Реактивность в корневом сечении	ρ_k	—	Принять $\rho_k = 0,02 \dots 0,12$
22	Реактивность в среднем сечении	ρ_{cp}	—	$\rho_{cp} = \rho_k + \frac{1,8}{1,8 + \frac{D_{cp}}{l_2}}$
23	Оптимальная характеристика ступени	$X_{\phi, \text{опт}}$	—	Принять $X_{\phi, \text{опт}} = 0,3 \dots 0,6$ или $X_{\phi, \text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1 - \rho_{cp}}} (1 - \sqrt{1 - \rho_{cp}} (\eta_0 - \eta_{0i}))$
24	Оптимальный располагаемый теплоперепад в РС	H_0	кДж/кг	$H_0 = 12,34 (D_{cp} / X_{\phi, \text{опт}})^2$
25	Давление пара перед РС с учетом потерь на дросселирование в РК	p'_0	МПа	$p'_0 = p_0 (0,95 \dots 0,96)$
26	Температура пара перед РС	t'_0	°С	$t'_0 \approx t_0$
27	Энтальпия пара перед РС	h'_0	кДж/кг	wspHPT (p'_0, t'_0)
28	Энтропия пара в изоэнтропийном процессе в РС	s'_0	кДж/(кг·К)	wspSPT (p'_0, t'_0)
29	Удельный объем пара перед РС	V'_0	м³/кг	wspVPH (p'_0, h'_0)
30	Коэффициент изэнтропии процесса в сопловых решетках РС	k_1	—	wspKPT (p'_0, t'_0)

Продолжение табл. 2.1

1	2	3	4	5
31	Давление пара в КРС	p_2	МПа	$p_2 = p'_0 \left(1 - H_0 \frac{(k_1 - 1) \cdot 10^{-3}}{k_1 p'_0 V'_0} \right)^{\frac{k_1}{k_1 - 1}}$
32	Энтальпия пара в конце изэнтропийного процесса РС	$h_{1т}$	кДж/кг	wspHPS (p_2, s'_0)
33	Максимальный относительный внутренний КПД процесса в РС	$\eta_{0i, \max}$	—	$\eta_{0i, \max} = 0,83 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{G_0} \sqrt{\frac{p'_0}{V'_0}},$ сравнить с п. 18: если относительная погрешность расчета более 5 %, то необходимо повторить расчеты с полученным значением КПД
34	Максимальный относительный лопаточный КПД процесса в РС	$\eta_{0, \max}$	—	$\eta_{0, \max} = \eta_{0i, \max} + \Delta \eta_{0i}$
35	Фиктивная скорость	c_ϕ	м/с	$c_\phi = \sqrt{2000 H_0}$
36	Окружная скорость вращения диска по среднему диаметру	u	м/с	$u = X_{\phi, \text{опт}} c_\phi$
37	Средний диаметр РС	D_{cp}	м	$D_{\text{cp}} = 60u/\pi n,$ сравнить с п. 11 (относительная погрешность должна быть не более 5 %, но $1,1 \geq D_{\text{cp}}$)
38	Уточненный оптимальный располагаемый теплоперепад в РС	$(H_0)_{\text{опт}}$	кДж/кг	$(H_0)_{\text{опт}} = 12,34 (D_{\text{cp}} / X_{\phi, \text{опт}})^2,$ сравнить с п. 24 (относительная погрешность должна быть не более 5 %)
39	Относительная величина характеристики ступени	\bar{X}_ϕ	—	$\bar{X}_\phi = \sqrt{\frac{(H_0)_{\text{опт}}}{H_0}}$
40	Относительная величина относительного внутреннего КПД	$\bar{\eta}_{0i}$	—	$\bar{\eta}_{0i} = 2,10 \bar{X}_\phi - 1,19 \bar{X}_\phi^2 + 0,09 \bar{X}_\phi^3.$

Продолжение табл. 2.1

1	2	3	4	5
41	Относительный внутренний КПД процесса в РС	η_{0i}	—	$\eta_{0i} = \eta_{0i,\max} \bar{\eta}_{0i}$ сравнить с п. 33
42	Критическое отношение давлений для РС	$\varepsilon_{кр}$	—	$\varepsilon_{кр} = \left(\frac{2}{k_1 + 1} \right)^{\frac{k_1}{k_1 - 1}}$ Сравнить с $\varepsilon_{кр} \leq \frac{p_2}{p'_0}$: если отношение давлений для сопловой решетки больше критического, то необходимо в расчетах учесть эффект расширения потока в ее косом срезе
В сопловой решетке				
43	Использованный теплоперепад РС	H_{0i}	кДж/кг	$H_{0i} = H_0 \eta_{0i}$
44	Изоэнтروпийный перепад в сопловой решетке	H_{0c}	кДж/кг	$H_{0c} = (1 - \rho_{cp}) H_0$
45	Теоретическая скорость пара на выходе из сопл	c_{1t}	м/с	$c_{1t} = \sqrt{10^3 \cdot 2 H_{0c}}$
46	Давление пара за сопловой решеткой РС	p_{1t}	МПа	$p_{1t} = p'_0 \left(1 - H_{0c} \frac{(k_1 - 1) \cdot 10^{-3}}{k_1 p_0 V_0} \right)^{\frac{k_1}{k_1 - 1}}$
47	Энтальпия пара за сопловой решеткой при изоэнтропийном процессе	h_{1t}	кДж/кг	$h_{1t} = h_0 - H_{0c}$
48	Удельный объем пара за сопловой решеткой при изоэнтропийном процессе	V_{1t}	м ³ /кг	wspVPH (p_{1t}, h_{1t})
49	Скорость звука на выходе из сопл	a_{1t}	м/с	$a_{1t} = \sqrt{10^6 k_1 p_1 V_{1t}}$
50	Число Маха	M_{1t}	—	$M_{1t} = c_{1t} / a_{1t}$. Если $M_{1t} < 0,7$, то применяются профили сопловых решеток с суживающимися каналами типа А

Продолжение табл. 2.1

1	2	3	4	5
51	Максимальная степень парциальности	e_{\max}	—	Если РС с сопловыми коробками, отлитыми совместно с корпусом, то $e_{\max} = 0,92...0,96$. Если РС с сопловыми коробками, ввариваемыми в корпус цилиндра, то $e_{\max} = 0,8$
52	Приведенная высота лопаток сопловой решетки	$(el)_1$	м	$(el)_1 = \frac{G_0 v_{1r}}{\mu_1 \pi D_{cp} c_{1r} \sin \alpha_{13}}$. Если $(el)_1 > 0,02$, то $e = e_{\max}$. Если иначе, то $e = e_{\text{опт}}$
53	Высота сопловой решетки РС	l_1	м	$l_1 = \frac{(el)_1}{e_{\max}}$. Если $l_1 \geq 0,012$, то уменьшают принятое в п. 51 значение e_{\max}
54	Профиль сопловой решетки РС	—	—	Выбирается по атласу профилей МЭИ профиль $C-\alpha_0-\alpha_{13}$ А, где α_0 — угол входа (обычно $\alpha_0 = 90^\circ$); α_{13} — эффективный угол выхода потока пара
55	Табличная ширина решетки	$B_{1\text{ таб}}$	см	Принимаем по атласу профилей МЭИ
56	Ширина сопловой решетки	B_1	мм	Принимаем по прототипу цилиндра или из ряда: 30; 35; 40; 45; 50; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 115; 125; 145
57	Коэффициент масштабирования	m	—	$m = \frac{B_1}{10 B_{1\text{ таб}}}$
58	Табличный радиус закругления выходной кромки профиля	$r_{1\text{ таб}}$	см	Принимаем по атласу профилей МЭИ
59	Угол установки профиля	α_{yc1}	градус	Принимаем по атласу профилей МЭИ
60	Табличная хорда	$b_{1\text{ таб}}$	см	$b_{1\text{ таб}} = \frac{B_{1\text{ таб}}}{\sin \alpha_{yc1}}$
61	Хорда профиля сопловой решетки	b_1	мм	$b_1 = m b_{1\text{ таб}}$
62	Оптимальный относительный шаг сопловых лопаток	\bar{t}_1	—	$\bar{t}_1 = 0,7...0,9$

Продолжение табл. 2.1

1	2	3	4	5
63	Площадь сопловой решетки	F_1	м^2	$F_1 = \frac{G_0 V_{1r}}{\mu_1 c_{1r}},$ <p>при сверхзвуковой скорости на максимальном режиме для суживающихся сопел</p> $F_1 = \frac{G V_{кр1}}{\mu_1 c_{кр1}}$
64	Высота сопловой решетки	l_1	м	$l_1 = \frac{F_1}{\pi d_k e_{\max} \sin \alpha_{1\phi}}$
65	Корневой диаметр сопловой решетки	D_k	м	$D_k = D_{cp} - l_1$
66	Реактивность в среднем сечении	ρ_{cp}	—	$\rho_{cp} = 1 - (1 - \rho_k)(D_{cp}/D_k)^{-2(\phi \cos \alpha_1)^2},$ <p>сравнить с п. 22</p>
67	Коэффициент расхода пара в сопловых решетках	μ_1	—	$\mu_1 = 0,982 - 0,005 b_1/l_1,$ <p>сравнить с п. 15</p>
68	Коэффициент скорости пара в сопловых решетках	ϕ	—	$\phi = 0,980 - 0,008 b_1/l_1,$ <p>сравнить с п. 13</p>
69	Потери пара в соплах	ΔH_c	кДж/кг	$\Delta H_c = (1 - \phi^2) H_{0c}$
70	Действительная скорость выхода потока из сопловой решетки	c_1	м/с	$c_1 = \phi c_{1r}$
71	Давление пара за соплами	p_1	МПа	$p_1 = p_{1r}$
72	Энтальпия пара за соплами	h_1	кДж/кг	$h_1 = h_0 - H_{0c} - \Delta H_c$
73	Удельный объем пара за соплами	V_1	$\text{м}^3/\text{кг}$	$\text{wspVPH}(p_1, h_1)$
74	Синус угла выхода потока из сопловых лопаток с учетом расширения в косом срезе сопловых решеток	$\sin \alpha_1$	—	$\sin \alpha_1 = \frac{\mu_1}{\phi} \frac{V_1}{V_{1r}} \sin \alpha_{1\phi}$

Продолжение табл. 2.1

1	2	3	4	5
75	Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку РС	w_1	м/с	$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}$
76	Угол входа пара в рабочую решетку (для относительной скорости)	β_1	градус	$\beta_1 = \arctg \left(\frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 \pm u/c_1} \right)$
В рабочей решетке				
77	Изоэнтروпийный теплоперепад в рабочей решетке РС	H_{0p}	кДж/кг	$H_{0p} = \rho_{cp} H_0$
78	Теоретическая скорость пара на выходе из рабочих лопаток	w_{2t}	м/с	$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 10^3 \cdot 2H_{0p}}$
79	Энтальпия пара на входе в рабочую решетку при изоэнтропийном процессе	h_{1p}	кДж/кг	$h_{1p} = h_{1t} + \Delta H_c$
80	Энтальпия пара на выходе из рабочей решетки	h_{2p}	кДж/кг	$h_{2p} = h_{1t} + \Delta H_c - H_{0p}$
81	Удельный объем пара на входе в рабочую решетку	V_{1p}	м ³ /кг	$wspVPH(p_1, h_{1p})$
82	Удельный объем пара на выходе из рабочей решетки	V_{2p}	м ³ /кг	$wspVPH(p_2, h_{2p})$
83	Коэффициент изоэнтропы процесса в рабочих решетках РС	k_2	—	$wspKPH(p_2, h_{1p})$
84	Критическое отношение давлений для рабочей решетки РС	$\varepsilon_{кр,2}$	—	$\varepsilon_{кр,2} = \left(\frac{2}{k_2 + 1} \right)^{\frac{k_2}{k_2 - 1}}$ <p>Если $\varepsilon_{кр,2} \leq \frac{p_2}{p_1}$, то необходимо в расчетах учесть эффект расширения потока в ее косом срезе</p>

Продолжение табл. 2.1

1	2	3	4	5
85	Перекрыша в ступени	Δ	м	Принимаем по табл. 2.3 $\Delta = \Delta_k + \Delta_n = 0,003$
86	Число Маха	M_{2t}	—	$M_{2t} = w_{2t} / \sqrt{10^6 k_2 p_2 V_{2p}}$
87	Высота рабочих лопаток	l_2	м	$l_2 = l_1 + \Delta$
88	Средний диаметр рабочей решетки	$D_{cp,2}$	м	$D_{cp,2} = D_{cp} - l_1 + l_2$
89	Площадь рабочей решетки	F_2	м ²	$F_2 = \frac{G_0 V_{2t}}{\mu_2 w_{2t}}$
90	Синус эффективного угла выхода потока из рабочих решеток	$\sin \beta_{23}$	градус	$\sin \beta_{23} = \frac{F_2}{\pi D_{2cp} e_{max} l_2}$
91	Синус угла выхода потока из рабочих решеток в относительном движении	$\sin \beta_2$	—	$\sin \beta_2 = \frac{\mu_2}{\psi} \sin \beta_{23}$
92	Косинус угла выхода потока из рабочих решеток в относительном движении	$\cos \beta_2$	—	$\cos \beta_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_2}$
93	Угол выхода потока из рабочих решеток в относительном движении (с учетом расширения в косом срезе)	β_2	—	$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{\mu_2 V_2}{\psi V_{2t}} \sin \beta_{23} \right)$. Проверка условий: $\beta_2 \approx \beta_1 - (3...5)^\circ$ и $\beta_2 = (19...23)^\circ$
94	Выбор профиля рабочей решетки РС	—	—	Выбирается по атласу профилей МЭИ профиль $P-\beta_1-\beta_{23} A$, где β_1 — угол входа (из расчета сопловой решетки); β_{23} — эффективный угол выхода потока пара.
95	Табличная ширина решетки	$B_{2\text{ таб}}$	см	Принимаем по атласу профилей МЭИ
96	Ширина рабочей решетки	B_2	мм	Принимаем по прототипу цилиндра или из ряда: 15; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 60; 70; 80; 90; 100

Продолжение табл. 2.1

1	2	3	4	5
97	Коэффициент масштабирования	m_2	—	$m_2 = B_2/(10B_{2\text{ таб}})$
98	Угол установки профиля	β_{yc2}	градус	Выбирается по атласу профилей МЭИ
99	Табличная хорда	$b_{2\text{ таб}}$	см	$b_{2\text{ таб}} = B_{2\text{ таб}}/\sin \beta_{\text{yc2}}$
100	Хорда профиля сопловой решетки	b_1	мм	$b_1 = m_2 b_{2\text{ таб}}$
101	Табличный минимальный момент сопротивления рабочих лопаток	$W_{\text{min, таб}}$	см ³	Принимаем по атласу профилей МЭИ
102	Минимальный момент сопротивления рабочих лопаток	W_{min}	м ³	$W_{\text{min}} = 10^{-6} m_2^3 W_{\text{min, таб}}$
103	Оптимальный относительный шаг рабочих лопаток	\bar{t}_2	—	$\bar{t}_2 = 0,5 \dots 0,7$
104	Коэффициент расхода для рабочей решетки	μ_2	—	$\mu_2 = 0,965 - 0,01 \frac{b_2}{l_2}$, сравнить с п. 16
105	Коэффициент скорости потока для рабочей решетки	ψ	—	$\psi = 0,960 - 0,014 \frac{b_2}{l_2}$, сравнить с п. 14
106	Относительная скорость выхода потока из рабочих лопаток	w_2	м/с	$w_2 = \psi w_{2t}$
107	Абсолютная скорость потока за ступенью	c_2	м/с	$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2}$
108	Угол выхода потока из ступени в абсолютном движении	α_2	градус	$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 \pm u/w_2} \right)$
109	Потери пара в рабочих лопатках	ΔH_p	кДж/кг	$\Delta H_p = (1 - \psi) H_{0p}$

Окончание табл. 2.1

1	2	3	4	5
110	Коэффициент использования кинетической энергии выходной скорости РС	$\xi_{\text{вс}}$	—	$\xi_{\text{вс}} = 0$
111	Располагаемая энергия ступени	E_0	кДж/кг	$E_0 = H_0 - \xi_{\text{вс}} \frac{c_2^2}{2000}$
112	Относительный лопаточный КПД ступени	η_0	—	$\eta_0 = 1 - \Delta H_{\text{с}} / E_0 - \Delta H_{\text{р}} / E_0 - (1 - \xi_{\text{вс}}) \Delta H_{\text{вс}} / E_0$
113	Относительный лопаточный КПД ступени	η_0	—	$\eta_0 = \frac{2u (c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u)}{c_{\phi} c_{\phi}}$, сравнить с п. 112

При $(el)_1 = \frac{G_0 V_{1r}}{\mu_1 \pi D_{\text{ср}} c_{1r} \sin \alpha_{1\phi}} < 0,02$ варьированием в диапазоне оптимальности $4\sqrt{(el)_1} < e < 6\sqrt{(el)_1}$ определяют оптимальное значение степени парциальности $e = e_{\text{опт}}$.

Значение степени парциальности выбирается таким, чтобы ступень имела минимальные суммарные потери энергии. С этой целью далее рассчитывается несколько вариантов ступеней, различающихся степенью парциальности, чтобы получился ряд высот лопаток соплового аппарата $l_1 = 12...60$ мм.

Результаты вариантных расчетов регулирующей ступени рекомендуется представлять в виде графика $\eta_0 = f(e)$ и определять значение $e_{\text{опт}}$, при котором ступень имеет $\eta_{0i, \text{max}}$.

В табл. 2.2 приводится последовательность расчета дополнительных потерь, относительного внутреннего КПД, мощности для РС.

Таблица 2.2

Алгоритм расчета дополнительных потерь, относительного внутреннего КПД, мощности для РС

№ п/п	Показатель	Обозначение	Размерность	Формула или обоснование
1	2	3	4	5
1	Степень парциальности	e	—	Задают ряд значений из интервала для определения максимального внутреннего КПД $e = (4...6)\sqrt{(el)_1^{PC}} \leq e_{\max}$
2	Потери энергии в сопловой решетке	ΔH_c	кДж/кг	См. табл. 2.1
3	Потери энергии в рабочей решетке	ΔH_p	кДж/кг	См. табл. 2.1
4	Потери с выходной скоростью в РС	ΔH_{bc}	кДж/кг	$\Delta H_{bc} = 0$
5	Относительный лопаточный КПД	η_0	—	См. табл. 2.1
6	Коэффициент потерь на трение конических и цилиндрических поверхностей диска и бандажа	$\xi_{тр}$	—	$\xi_{тр} = \xi_d + \xi_{тр,1} + \xi_{тр,2},$ $\xi_d = \frac{k_{тр} D_{cp} X_{ф,опт}^3}{\pi e_{опт-1} \sin \alpha_{1э}},$ где $k_{тр} = 10^{-3} \cdot (0,45...0,8),$ $\xi_{тр,1} = 10^{-3} \cdot \frac{D_{cp} \beta_{\Sigma}}{F_1} X_{ф,опт}^3,$ где β_{Σ} — суммарная ширина конических и цилиндрических поверхностей диска ротора $\xi_{тр,2} = \frac{2 \cdot 10^{-3} \cdot d_{упл} \beta'}{F_1} X_{ф,опт}^3,$ где $d_{упл}$ и β' — диаметр и ширина бандажа
7	Эквивалентный зазор уплотнений ступени	$\delta_{эк}$	—	$\delta_{эк} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + \frac{1,5z}{\delta_r^2}}},$ где δ_a — осевой зазор (1–3 мм); δ_r — радиальный зазор (0,8 — 1,2 мм); z — количество гребней бандажных уплотнений

Продолжение табл. 2.2

1	2	3	4	5
8	Коэффициент потерь от утечек в лопаточном аппарате ступени через бандажные уплотнения	ξ_y	—	$\xi_y = \frac{\pi(D_{cp} + l_1)\delta_{эк}\eta_0}{F_1} \sqrt{\rho_{cp} + 1,7 \frac{l_1}{D_{cp}}}$
9	Число венцов в ступени	m	—	Для одновенечной $m = 1$; для двухвенечной $m = 2$
10	Число пар концов сопловых сегментов	i	—	В случае, если для каждой сопловой коробки предусмотрен свой РК, число пар концов сопловых сегментов равен числу сопловых сегментов
11	Коэффициент потерь пара от парциальности (сумма потерь от вентиляции и сегментных потерь)	$\xi_{п}$	—	$\xi_{п} = \xi_{в} + \xi_{сегм},$ $\xi_{в} = \frac{0,065m(1 - e - 0,5e_{кож})}{e_{опт} \sin \alpha_{13}} X_{ф,опт}^3,$ $\xi_{сегм} = 0,25 \frac{B_2 l_2 + 0,6 B_2' l_2'}{F_1} \eta_0 i X_{ф,опт}^3$
12	Дополнительные потери в РС	$\Delta\eta_{0i}$	—	$\Delta\eta_{0i} = \xi_{тр} + \xi_y + \xi_{п},$ сравнить с п. 17 табл. 2.1
13	Относительный внутренний КПД	η_{0i}	—	$\eta_{0i} = \eta_0 - \xi_{тр} - \xi_y - \xi_{п},$ сравнить с п. 18 табл. 2.1
14	Оптимальная степень парциальности	$e_{опт}$		Принимается по максимальному относительному внутреннему КПД (см. п. 13)
15	Использованный теплоперепад	H_{0i}	кДж/кг	$H_{0i} = H_0 \eta_{0i}$
16	Внутренняя мощность	N_i	кВт	$N_i = G_0 H_{0i}$
17	Число сопловых лопаток для номинального режима	z_1	шт.	$z_1 = \frac{\pi D_{ср1} e_{опт}}{b_1 t_1}.$ Значение относительного шага рабочей решетки t_1 уточняется из того условия что число лопаток в решетке должно быть целым (п. 62 из табл. 2.1)

Окончание табл. 2.2

1	2	3	4	5
18	Число рабочих лопаток для номинального режима	z_2	шт.	$z_2 = \frac{\pi D_{\text{ср},2} e_{\text{опт}}}{b_2 t_2}.$ <p>Значение относительного шага рабочей решетки t_2 уточняется из того условия, что число лопаток в решетке должно быть целым (п. 103 из табл. 2.1)</p>

В табл. 2.3 приведены рекомендуемые значения периферийной $\Delta_{\text{п}}$, мм, и корневой перекрыш $\Delta_{\text{к}}$, мм, ступеней активного типа: $\Delta = \Delta_{\text{п}} + \Delta_{\text{к}}$.

Таблица 2.3

Значения периферийной $\Delta_{\text{п}}$ и корневой $\Delta_{\text{к}}$ перекрыш ступеней активного типа

Высота соплового канала l_1 , мм	Величина перекрыши	
	периферийной $\Delta_{\text{п}}$	корневой $\Delta_{\text{к}}$
≤ 35	$\leq 2,0$	$\leq 1,0$
35–55	2,0–2,5	1,0
55–75	2,5–3,0	1,5–2,0
75–150	3,0–3,5	2,0–2,5
150–300	3,5–4,0	2,5–3,0
300–400	6,5–7,5	5,0–6,0
400–625	7,5–8,0	7,0–8,0
625 и выше	9,0–10,0	9,0–10,0

Толщина выходной кромки $\Delta_{\text{1кр}}$ сопловой лопатки зависит от ее осевой ширины B_1 и относительной толщины профиля, т. е. от отношения наибольшей толщины профиля C_1 к хорде b_1 . Для цилиндрических (незакрученных) лопаток с углами $\alpha_{1з} = 10...20^\circ$ промышленность выпускает три типоразмера лопаток, отличающихся относительными толщинами профилей:

- $C_1/b_1 > 350$;
- $C_1/b_1 = 0,280$;
- $C_1/b_1 = 0,190...0,220$.

Ниже (табл. 2.4) приведены значения толщин выходной кромки для сопловых лопаток, регламентируемые по ОСТ 108.260.01–84 «Профи-

ли направляющих лопаток постоянного сечения паровых стационарных турбин» [29].

Таблица 2.4

Толщина выходной кромки сопловой лопатки $\Delta_{1\text{кр}}$, мм

Тип профиля	Осевая ширина профиля B_1 , мм						
	25	30	35	40	50	60	70
1	—	—	—	—	—	—	—
2	—	0,450	0,525	0,600	0,750	0,540	0,630
3	0,410	0,492	0,526	0,600	0,600	0,600	0,686
Тип профиля	Осевая ширина профиля B_1 , мм						
	80	90	100	110	115	120	140
1	—	—	0,772	—	0,888	—	—
2	0,720	0,810	0,900	0,900	—	1,080	1,200
3	0,800	0,900	1,00	—	—	—	—

Толщина выходной кромки $\Delta_{2\text{кр}}$ рабочей решетки зависит от ее осевой ширины и типа профиля. Для изготавливаемых промышленностью рабочих лопаток постоянного сечения различают пять типов профилей [30]:

- $\beta_1 = 22^\circ$ и $\beta_{23} = 17^\circ$;
- $\beta_1 = 25^\circ$ и $\beta_{23} = 20^\circ$;
- $\beta_1 = 35^\circ$ и $\beta_{23} = 24^\circ$;
- $\beta_1 = 45^\circ$ и $\beta_{23} = 31^\circ$;
- $\beta_1 = 25^\circ$ и $\beta_{23} = 20^\circ$.

В табл. 2.5 приведены значения толщин выходной кромки рабочих лопаток в соответствии с ОСТ 108.260.02—84 «Профили рабочих лопаток постоянного сечения паровых стационарных турбин» [30].

Таблица 2.5

Толщина выходной кромки рабочих лопаток постоянного сечения

Тип профиля	Осевая ширина профиля B_2 , мм							
	15	20	25	30	35	40	45	50
1	0,400	0,534	0,490	0,588	—	0,784	0,882	0,980
2	—	0,327	0,408	0,490	0,572	0,654	0,736	0,818
3	—	—	0,416	0,498	—	0,664	—	0,830
4	—	—	—	—	—	—	—	—
5	—	—	0,408	0,490	—	0,640	—	0,800

Окончание табл. 2.5

Тип профиля	Осевая ширина профиля B_1 , мм							
	55	60	65	70	80	90	95	100
1	—	—	—	—	1,568	1,761	—	—
2	—	0,981	—	1,144	1,308	1,472	—	1,636
3	—	0,996	—	1,162	1,328	1,494	—	1,660
4	0,660	—	0,780	—	—	—	—	—
5	0,880	—	—	—	—	—	1,520	—

После определения основных размеров сопловой рабочей решетки появилась возможность произвести уточненный расчет потерь пара в этих решетках, которые характеризуются величиной коэффициента скорости φ и ψ , а также уточнить значение коэффициентов расхода μ_1 , μ_2 . Напомним, что в предшествующих расчетах использовались приближенные формулы.

Последовательность соответствующих расчетов коэффициентов скорости и коэффициентов расхода пара для сопловой и рабочей решетки приведена в табл. 2.6 и 2.7.

При расчете поправки к потерям в сопловой и рабочих решетках, обусловленной влиянием числа Re , выделяют две области:

- режимы «развитой шероховатости», соответствующие условию $Re \geq 10^7$, в которых коэффициент потерь пара рассчитывается по формуле

$$\Delta\zeta_{\text{ш}} = 0,19(\Delta_{\text{ш}}/b)^{0,25},$$

где $\Delta_{\text{ш}}$ — шероховатость лопаток; b — хорда профиля;

- режимы при $Re \leq 10^7$, для которых коэффициент потерь

$$\Delta\zeta_{Re} = 5,8 \cdot 10^4 \cdot Re^{-1,25}.$$

Значения шероховатости лопаток в зависимости от способа их изготовления и состояния в процессе эксплуатации:

- шлифованные или полированные лопатки: $\Delta_{\text{ш}} = 0,001...0,002$ мм;
- фрезерованные и тянутые лопатки: $\Delta_{\text{ш}} = 0,015...0,025$ мм;
- лопатки точного литья: $\Delta_{\text{ш}} = 0,015...0,030$ мм;
- лопатки грубого литья: $\Delta_{\text{ш}} = 0,06...0,25$ мм;
- корродированные поверхности лопаток: $\Delta_{\text{ш}} = 0,01...0,03$ мм;
- лопатки, занесенные солями и окислами: $\Delta_{\text{ш}} = 0,1...0,4$ мм.

Термогазодинамический расчет РС завершается проверкой расчетов: построением треугольников скоростей для потока пара в рабочих решетках на входе и выходе из них (рис. 2.2) и дополнительными уточнениями коэффициентов расхода, коэффициентов скорости для сопловой и рабочей решетки (табл. 2.6 и 2.7).

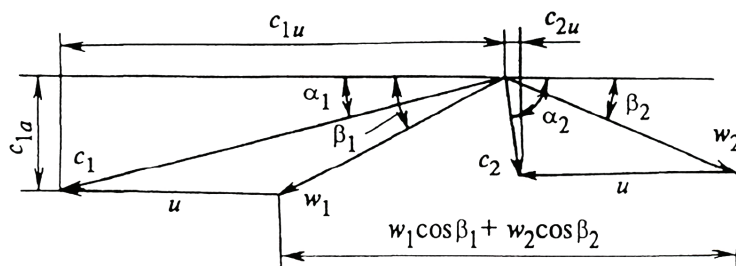


Рис. 2.2. Треугольники скоростей регулирующей ступени

При построении треугольников скоростей векторы окружных скоростей должны быть параллельны и равны друг другу. Несоблюдение этого условия означает, что в расчетах допущена ошибка. Входной угол β_1 должен быть больше выходного угла β_2 . При степени реактивности $\rho = 0,04 \dots 0,1$ эти углы приблизительно равны. Термогазодинамический расчет ступени производился при условии оптимального эффективного отношения скоростей $\frac{u}{c_\phi} = \chi_{\text{ф, опт}}$, поэтому угол выхода

потока пара из ступени в абсолютном движении α_2 должен быть близок к 90° .

Таблица 2.6

Алгоритм расчета коэффициента скорости и коэффициента расхода для сопловой решетки (профили по атласу МЭИ)

№ п/п	Показатель	Обозначение	Размерность	Формула или обоснование
1	2	3	4	5
1	Конструктивные характеристики сопловой решетки			
1.1	Средний диаметр	$D_{\text{ср}}$	м	Из расчета при номинальном режиме РС
1.2	Высота лопатки	l_l	мм	То же
1.3	Хорда профиля	b_l	мм	То же

Продолжение табл. 2.6

1	2	3	4	5
1.4	Относительный шаг лопаток	\bar{t}_1	—	То же
1.5	Толщина выходной кромки	$\Delta_{1кр}$	мм	См. табл. 2.4
1.6	Оптимальный угол входа потока в ступень	$\alpha_0^{опт}$	градус	$\alpha_0^{опт} = \alpha_0^r = 90^\circ$
1.7	Угол периферийного обвода	γ_n	градус	Принимаем по чертежу ступени
1.8	«Затененная» часть высоты лопатки	Δl_1	мм	Принимаем по чертежу ступени
2	Расчетные параметры за сопловой решеткой			
2.1	Давление пара за сопловой решеткой	p_1	МПа	Из расчета при номинальном режиме РС
2.2	Энтальпия пара за сопловой решеткой	h_1	кДж/кг	То же
2.3	Удельный объем за сопловой решеткой	V_1	м ³ /с	То же
2.4	Температура пара за сопловой решеткой	t_1	° С	То же
2.5	Кинематическая вязкость пара за сопловой решеткой	ν_1	м ² /с	wspKINISPH (p_1, h_1)
2.6	Расчетный угол входа потока в сопловую решетку	α_0	градус	$\alpha_0 = 90^\circ$
2.7	Эффективный угол выхода потока из сопловой решетки	$\alpha_{1э}$	градус	Из расчета при номинальном режиме РС
2.8	Число Маха	M_{1r}	—	То же
2.9	Теоретическая абсолютная скорость пара на выходе сопловой решетки	c_{1r}	м/с	То же
3	Поправка на профильные потери	K_{1np}	—	$K_{1np} = 3 - 13\sin\alpha_{1э} + 21\sin^2\alpha_{1э}$

Продолжение табл. 2.6

1	2	3	4	5
4	Поправка на концевые потери	$K_{\text{конц}}$	—	$K_{\text{конц}} = 1,5 - 2,0 \sin \alpha_{13}$
5	Относительная толщина выходной кромки	$\bar{\Delta}_{1\text{кр}}$	—	$\bar{\Delta}_{1\text{кр}} = \frac{\Delta_{1\text{кр}}}{b_1 \bar{l}_1 \sin \alpha_{13}}$
6	Поправка на толщину выходной кромки	$\zeta_{1\text{кр}}$	—	$\zeta_{1\text{кр}} = 0,15 (\bar{\Delta}_{1\text{кр}} - 0,1)$
7	Поправка на число Маха $M = M_{1r}$	$\Delta\zeta_{1M}$	—	Для решеток типа А $\Delta\zeta_{1M} = 0,04 M_{1r}^2 + 0,05 M_{1r}^3$, для решеток типа Б $\Delta\zeta_{1M} = 0,015 - 0,008 M_{1r}^2 + 0,06 M_{1r}^3$
8	Поправка на число Рейнольдса или шероховатость			
8.1	Число Рейнольдса для профиля	Re_1	—	$Re_1 = \frac{c_{1r} b_1}{v_1}$
8.2	Поправка на число Рейнольдса	$\Delta\zeta_{2Re}$	—	При $Re_1 < 10^7$ $\Delta\zeta_{2Re} = 5,8 \cdot Re_1^{-1,25}$
8.3	Средняя величина элементов шероховатости	$\Delta_{\text{ш1}}$	мм	Зависит от обработки лопаток и изменения их поверхности при эксплуатации турбины вследствие эрозии, коррозии, отложения солей и оксидов
8.4	Поправка на шероховатость	$\Delta\zeta_{\text{ш}}$	—	$\Delta\zeta_{\text{ш}} = 0,19 (\Delta_{\text{ш1}}/b_1)^{0,25}$
9	Поправка на нерасчетный угол входа потока в решетку	$\Delta\zeta_{\text{вх}}$	—	$\Delta\zeta_{\text{вх}} = 0,3 \left(1 + \frac{b_1}{2l_1} \right) \left(\frac{\sin(\alpha_0 - \alpha_0^{\text{опт}}) \sin \alpha_{13}}{\sin \alpha_0 \sin \alpha_0^{\text{опт}}} \right)^2$, при $b_1/l_1 > 2,0$ принять $1 + 0,5b_1/l_1 = 2,0$
10	Поправка на наклон меридионального обвода	$\Delta\zeta_{\text{мер}}$	—	$\Delta\zeta_{\text{мер}} = 0,1 \frac{\Delta l_1 \text{tg} \gamma_{\text{п}}}{l_1}$
11	Поправка на веерность решетки	$\Delta\zeta_{\Theta}$	—	$\Delta\zeta_{\Theta} = \frac{0,03}{1 + \frac{D_{\text{ср}}}{l_1}}$

Окончание табл. 2.6

1	2	3	4	5
12	Коэффициент потерь сопловой решетки (при $Re_1 > 10^7 \Delta\zeta_{Re}$ заменяется на $\Delta\zeta_{ш}$)	ζ_1	—	$\zeta_1 = 0,04K_{lпр} + 0,015 \frac{b_1 K_{lконц}}{l_1} +$ $+ \zeta_{lкр} + \Delta\zeta_M + \Delta\zeta_{Re} + \Delta\zeta_{вх} +$ $+ \Delta\zeta_{мер} + \Delta\zeta_{\Theta}$
13	Коэффициент скорости потока пара сопловой решетки	φ	—	$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_1}$, сравнить с п. 68 табл. 2.1
14	Расчет коэффициента расхода для сопловой решетки			
14.1	Поправка на число M	$\Delta\mu_M$	—	$\Delta\mu_M = 0,01M_{lt}^2 - 0,005M_{lt}^3$
14.2	Поправка на число Re	$\Delta\mu_{Re}$	—	$\Delta\mu_{Re} = (-8) \cdot Re_1^{-0,5}$
14.3	Коэффициент расхода пара	μ_1	—	$\mu_1 = 0,982 - 0,005b_1/l_1 + \Delta\mu_M + \Delta\mu_{Re}$, сравнить с п. 67 табл. 2.1

Таблица 2.7

Алгоритм расчета коэффициента скорости и коэффициента расхода для рабочей решетки (профили по атласу МЭИ)

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Способ определения
1	2	3	4	5
1	Конструктивные характеристики рабочей решетки			
1.1	Высота лопатки	l_2	мм	Из расчета при номинальном режиме РС
1.2	Хорда профиля	b_2	мм	То же
1.3	Относительный шаг	\bar{l}_2	—	То же
1.4	Толщина выходной кромки	$\Delta_{2кр}$	мм	То же
1.5	Расчетный угол входа относительной скорости в решетку	β_1	градус	То же
1.6	Эффективный угол выхода относительной скорости из решетки	$\beta_{2э}$	градус	То же

Продолжение табл. 2.7

1	2	3	4	5
1.7	Оптимальный угол входа относительной скорости в решетку	$\beta_1^{\text{опт}}$	градус	То же
1.8	Угол поворота канала	$\Delta\beta$	градус	$\Delta\beta = 180 - (\beta_1^{\text{опт}} + \beta_{23})$
2	Расчетные параметры рабочей решетки			
2.1	Давление пара в КРС	p_2	МПа	Из расчета при номинальном режиме РС
2.2	Энтальпия пара в КРС	h_2	кДж/кг	То же
2.3	Удельный объем пара в КРС	V_2	м ³ /с	То же
2.4	Температура пара в КРС	t_2	°С	То же
2.5	Коэффициент кинематической вязкости пара за решеткой	ν_2	м ² /с	wspKINISPH (p_2, h_2)
2.6	Теоретическая относительная скорость пара на выходе	W_{2t}	м/с	Из расчета при номинальном режиме РС
2.7	Число Маха	M_{2t}	—	То же
2.8	Число Рейнольдса для рабочей решетки	Re_2	—	$Re_2 = w_{2t} b_2 / \nu_2$
3	Поправка на профильные потери	$K_{2\text{пр}}$	—	$K_{2\text{пр}} = 1,841 - 1,584 \sin \Delta\beta + 0,62 \sin^2 \Delta\beta$
4	Поправка на концевые потери	$K_{2\text{конц}}$	—	$K_{2\text{конц}} = 1,87 - 1,15 \sin \Delta\beta$
5	Поправка на толщину выходной кромки			
5.1	Относительная толщина выходной кромки	$\bar{\Delta}_{2\text{кр}}$	—	$\bar{\Delta}_{2\text{кр}} = \Delta_{2\text{кр}} / (b_2 \bar{t}_2 \sin \beta_{23})$
5.2	Поправка на толщину выходной кромки	$\Delta\zeta_{2\text{кр}}$	—	$\Delta\zeta_{2\text{кр}} = 0,15 (\bar{\Delta}_{2\text{кр}} - 0,1)$
6	Поправка на число Маха	$\Delta\xi_{2M}$	—	Для решеток типа А $\Delta\xi_{2M} = 0,04 M_{2t}^2 + 0,05 M_{2t}^3$, для решеток типа Б $\Delta\xi_{2M} = 0,015 - 0,008 M_{2t}^2 + 0,06 M_{2t}^3$

Окончание табл. 2.7

1	2	3	4	5
7	Поправка на число Рейнольдса или шероховатость			
7.1	Поправка на число Рейнольдса	$\Delta\zeta_{2Re}$	—	При $Re < 10^7$ $\Delta\zeta_{2Re} = 5,8 \cdot Re_2^{-1,25}$
7.2	Средняя величина элементов шероховатости	$\Delta_{ш2}$	мм	Зависит от обработки лопаток и изменения их поверхности при эксплуатации турбины вследствие эрозии, коррозии, отложения солей и оксидов
7.3	Поправка на шероховатость (при $Re > 10^7$)	$\Delta\zeta_{2ш}$	—	$\Delta\zeta_{2ш} = 0,19(\Delta_{ш2} / b_2)^{0,25}$
8	Поправка на нерасчетный угол входа относительной скорости	$\Delta\zeta_{2вх}$	—	$\Delta\zeta_{2вх} = 0,3(1 + 0,5b_2 / l_2) \frac{\sin(\beta_1 - \beta_1^{опт}) \sin \beta_{2эф}}{\sin \beta_1 \sin \beta_1^{опт}}$, при $b_2 / l_2 > 2,0$ принять $1 + 0,5b_2 / l_2 = 2,0$
9	Поправка на наклон меридионального обвода	$\Delta\zeta_{2мер}$	—	$\Delta\zeta_{2мер} = 0,1 \frac{\Delta l_2 \operatorname{tg} \gamma_{n2}}{l_2}$
10	Поправка на веерность решетки	$\Delta\zeta_{20}$	—	$\Delta\zeta_{20} = \frac{0,06}{1 + \frac{D_{ср}}{l_2}}$
11	Коэффициент потерь рабочей решетки (при $Re_2 > 10^7$ $\Delta\zeta_{2Re}$ заменяется на $\Delta\zeta_{ш2}$)	ζ_2	—	$\zeta_2 = 0,08K_{2нр} + \frac{0,026b_2K_{2конц}}{l_2} +$ $+ \Delta\zeta_{2кр} + \Delta\zeta_{2М} + \Delta\zeta_{2Re} + \Delta\zeta_{2вх} +$ $+ \Delta\zeta_{2мер} + \Delta\zeta_{20} + \Delta\zeta_{2ш}$
12	Коэффициент скорости пара для рабочей решетки	ψ	—	$\psi = \sqrt{1 - \zeta_2}$, сравнить с п. 105 табл. 2.1
13	Расчет коэффициента расхода для рабочей решетки			
13.1	Поправка на число М	$\Delta\mu_M$	—	$\Delta\mu_M = 0,01M_{2т}^2 - 0,005M_{2т}^3$
13.2	Поправка на число Re	$\Delta\mu_{Re}$	—	$\Delta\mu_{Re} = (-8) \cdot Re_2^{-0,5}$
13.3	Поправка на угол поворота потока	$\Delta\mu_{\Delta\beta}$	—	$\Delta\mu_{\Delta\beta} = (-0,020) + 0,027\sin\Delta\beta$
13.4	Коэффициент расхода пара	μ_2	—	$\mu_2 = 0,965 - 0,010b_2 / l_2 +$ $+ \Delta\mu_M + \Delta\mu_{Re} + \Delta\mu_{\Delta\beta}$, сравнить с п. 104 табл. 2.1

3. Расчет числа сопел в сопловых сегментах и уточнение характеристик регулирующей ступени при переменных режимах

Расчеты при переменных режимах паровых турбин проводятся для построения диаграммы СПР и зависимости внутреннего относительного КПД ЦВД от расхода свежего пара для турбины, которые используются:

- для проверки гарантий завода-изготовителя и определения фактических характеристик энергоблока;
- для проверки эффективности модернизации или реконструкции проточной части турбины;
- для контроля изменения состояния проточной части паровой турбины в период эксплуатации;
- для составления типовой или нормативной характеристики паровых турбин одного типа.

Исходные данные для расчета РС в переменных режимах — геометрические характеристики, результаты расчета при номинальном режиме, постоянные величины, используемые в расчетах и вычисляемые предварительно, — вносятся в табл. 3.1.

Для выполнения расчетов выбирают переменные режимы, в число которых входят режимы с полностью открытыми клапанами ($j0$) и режимы с частично открытыми клапанами, — по меньшей мере, по одной точке между двумя положениями полностью открытых клапанов ($j1$) или несколько точек (ju), например:

- при $j0 = 10$ открыт полностью клапан РК-1;
- при $j0 = 20$ открыто полностью 2 клапана РК-1, РК-2;
- при $j0 = 30$ открыто полностью 3 клапана РК-1, РК-2, РК-3;
- при $j0 = J0$ открыто полностью J клапанов РК-1, РК-2, РК-3, ..., РК- J ;
- при $j1 = 01$ открыт частично 1 клапан РК-1, а клапаны РК-2, РК-3 закрыты;

- при $j_1 = 11$ открыт полностью 1 клапан РК-1, открыт частично 1 клапан РК-2, а РК-3 закрыт;
- при $j_y = JY$ открыто полностью J клапанов, открыто частично Y клапанов.

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета регулирующей ступени при переменном режиме

№ п/п	Параметр или величина	Обозначение	Размерность	Способ определения
1	2	3	4	5
1	Средний диаметр ступени	$D_{\text{ср}}$	м	Из расчета при номинальном режиме РС
2	Высота сопловой лопатки	l_1	м	То же
3	Высота рабочих лопаток	l_2	м	То же
4	Шаг сопловых лопаток	t_1	м	То же
5	Осевая ширина профиля рабочих лопаток	B_2	м	То же
6	Эффективный угол выхода потока из сопловых лопаток	α_{13}	градус	То же
7	Частота вращения ротора	n	1/с	То же
8	Расход свежего пара	$G_0^{\text{н}}$	кг/с	То же
9	Параметры пара перед РС			
9.1	Давление свежего пара	$p_0^{\text{н}}$	МПа	То же
9.2	Температура свежего пара	$t_0^{\text{н}}$	°С	То же
9.3	Энтальпия свежего пара	$h_0^{\text{н}}$	кДж/кг	То же
9.4	Удельный объем свежего пара	$V_0^{\text{н}}$	м ³ /кг	То же
10	Параметры пара в КРС			
10.1	Давление свежего пара	$p_{\text{крс}}^{\text{н}}$	МПа	То же
10.2	Температура свежего пара	$t_{\text{крс}}^{\text{н}}$	°С	То же

Продолжение табл. 3.1

1	2	3	4	5
10.3	Энтальпия свежего пара	$h_{\text{крс}}^{\text{н}}$	кДж/кг	Из расчета при номинальном режиме РС
10.4	Удельный объем свежего пара	$V_{\text{крс}}^{\text{н}}$	м ³ /кг	То же
11	Относительный лопаточный КПД	$\eta_0^{\text{н}}$	—	То же
12	Относительный внутренний КПД	$\eta_{0i}^{\text{н}}$		То же
13	Коэффициент скорости сопловой решетки	φ	—	То же
14	Степень реактивности РС на среднем диаметре	$\rho_{\text{ср}}$	—	То же
15	Характеристика ступени	$X_{\text{ф}}^{\text{н}}$	—	То же
16	Показатель изоэнтропии в РС при полностью открытых РК	k_1	—	wspKPH ($P_0^{\text{н}}, h_0^{\text{н}}$) или wspKPT ($P_0^{\text{н}}, t_0^{\text{н}}$)
17	Оптимальное значение отношения скоростей	$X_{\text{ф}}^{\text{опт}}$	—	$X_{\text{ф}}^{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho_{\text{ср}}}} \left(1 - (\sqrt{1-\rho_{\text{ср}}}) (\eta_0^{\text{н}} - \eta_{0i}^{\text{н}}) \right)$
18	Относительное значение отношения скоростей	\bar{X}	—	$\bar{X} = \frac{X_{\text{ф}}^{\text{н}}}{X_{\text{ф}}^{\text{опт}}}$
19	Относительное значение относительного внутреннего КПД	$\bar{\eta}_{0i}$	—	$\bar{\eta}_{0i} = \bar{X} (2,1 - 1,1\bar{X} + 0,09\bar{X}^2)$
20	Максимальное значение относительного внутреннего КПД РС	η_{0i}^{max}	—	$\eta_{0i}^{\text{max}} = \frac{\eta_{0i}^{\text{н}}}{\eta_{0i}}$
21	Оптимальное значение располагаемого теплоперепада РС	$H_0^{\text{опт}}$	кДж/кг	$H_0^{\text{опт}} = 12,33 \left(\frac{D_{\text{ср}}}{X_{\text{ф}}^{\text{опт}}} \right)^2$
22	Окружная скорость на среднем диаметре	u	м/с	$u = \pi D_{\text{ср}} n$
23	Корневой диаметр РС	$D_{\text{к}}$	м	$D_{\text{к}} = D_{\text{ср}} - l_{\text{р}}$
24	Приведенный коэффициент для расчета потерь мощности на трение	$\bar{K}_{\text{тр}}$	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	$\bar{K}_{\text{тр}} = 0,75 \left(\frac{u}{100} \right)^3 D_{\text{ср}}^2$

Окончание табл. 3.1

1	2	3	4	5
25	Приведенный коэффициент для расчета потерь мощности на вентиляцию пара в РС	\bar{K}_B	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	$\bar{K}_B = 200 \left(\frac{u}{100} \right)^3 D_{\text{ср}} l_p$
26	Приведенный коэффициент для расчета сегментных потерь	$\bar{K}_{\text{сегм}}$	$\text{м}^3/\text{с}$	$\bar{K}_{\text{сегм}} = 0,25 B_p l_p u$
27	Параметр, используемый в расчетах теплоперепадов	r	—	$r = \frac{k_1 - 1}{k_1}$
28	Приведенный коэффициент, используемый в расчетах теплоперепадов	Q	кДж/кг	$Q = \frac{1000 p_0^H V_0^H}{r}$
29	Давление перед соплами РС	p_c^H	МПа	$p_c^H = 0,95 p_0$
30	Отношение давлений в РС	ε_H	—	$\varepsilon_H = \frac{p_{\text{крс}}^H}{p_c^H}$
31	Критическое отношение давлений в номинальном режиме	$\varepsilon_{\text{кр}}$	—	$\varepsilon_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k_1 + 1} \right)^{\frac{k_1}{k_1 - 1}}$
32	Коэффициент Бендемана в номинальном режиме	B_H	—	$B_H = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon_H - \varepsilon_{\text{кр}})^2}{(1 - \varepsilon_{\text{кр}})^2}}$. Если $\varepsilon_H < \varepsilon_{\text{кр}}$, то $B_H = 1$
33	Площадь сопловой решетки без учета парциальности	F_{Π}	м^2	$F_{\Pi} = \pi D_{\text{ср}1} l \sin \alpha_{13}$
34	Номинальная степень парциальности РС	e_H	—	Из расчета при номинальном режиме РС (см. табл. 2.2, п. 14)
35	Критический расход пара при номинальном режиме	$G_{\text{кр}}^H$	кг/с	$G_{\text{кр}}^H = F_{\Pi} e_H \sqrt{\frac{p_0^H}{V_0^H} \left(\frac{2k_1}{k_1 - 1} \right) \left(\varepsilon_{\text{кр}}^{\frac{2}{k_1}} - \varepsilon_{\text{кр}}^{\frac{k_1 + 1}{k_1}} \right)}$
36	Максимальная степень парциальности РС	e_M	—	Из расчета при номинальном режиме РС (см. табл. 2.1, п. 51)
37	Критический расход пара при максимальном режиме	$G_{\text{кр}}^M$	кг/с	$G_{\text{кр}}^M = F_{\Pi} e_M \sqrt{\frac{p_0^H}{V_0^H} \left(\frac{2k_1}{k_1 - 1} \right) \left(\varepsilon_{\text{кр}}^{\frac{2}{k_1}} - \varepsilon_{\text{кр}}^{\frac{k_1 + 1}{k_1}} \right)}$

Таблица 3.2

Определение числа сопл РС при номинальном режиме

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Способ определения
1	2	3	4	5
1	Средний диаметр РС	D_{pc}	м	Из расчета при номинальном режиме РС
2	Шаг сопловых лопаток РС	t_l	м	То же
3	Степень парциальности РС	e_n	—	То же
4	Расход свежего пара	G_0^H	кг/с	То же
5	Ориентировочное число сопл	\tilde{z}_n	шт.	$\tilde{z}_n = \pi D_{\text{pc}} e_n / t_l$
6	Уточненное число сопл при номинальном режиме	$z^{(20)}$	шт.	$z^{(20)} = z_n$. Округление \tilde{z}_n до целого четного числа в большую сторону
7	Давление свежего пара	p_0	МПа	Из расчета при номинальном режиме РС
8	Давление перед соплами	p_c^H	МПа	$p_c^H = 0,95 p_0$
9	Давление в КРС	$\tilde{p}_{\text{крс}}^H$	МПа	Из расчета при номинальном режиме РС
10	Отношение давлений	$\tilde{\varepsilon}_n$	—	$\tilde{\varepsilon}_n = \tilde{p}_{\text{крс}}^H / p_c^H$
11	Коэффициент изэнтропии процесса в РС	k_1	—	wspKPT (p_c^H, t_0)
12	Критическое отношение давлений	$\varepsilon_{\text{кр}}$	—	$\varepsilon_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k_1 + 1} \right)^{\frac{k_1}{k_1 - 1}}$
13	Коэффициент Бендемана	\tilde{B}_n	—	$\tilde{B}_n = \sqrt{1 - \frac{(\tilde{\varepsilon}_n - \varepsilon_{\text{кр}})^2}{(1 - \varepsilon_{\text{кр}})^2}}$. Если $\tilde{\varepsilon}_n < \varepsilon_{\text{кр}}$, то $\tilde{B}_n = 1$
14	Уточненный коэффициент Бендемана при номинальном режиме	$B^{(20)}$	—	$B^{(20)} = \frac{z_n}{z_{20}} \tilde{B}_n$

Окончание табл. 3.2

1	2	3	4	5
15	Уточненная парциальность при номинальном режиме	$e^{(20)}$	—	$e^{(20)} = \frac{z^{(20)} t_1}{\pi D_{cp}}$
16	Уточненное отношение давлений в РС при номинальном режиме	$\varepsilon^{(20)}$	—	$\varepsilon^{(20)} = \varepsilon_{кр} + (1 - \varepsilon_{кр}) \sqrt{1 - (B^{(20)})^2}$
17	Уточненное давление в камере РС	$p_{крс}^{(20)}$	МПа	$p_{крс}^{(20)} = p_c^H \varepsilon^{(20)}$
18	Уточненный расход пара при номинальном режиме	$G_0^{(20)}$	кг/с	$G_0^{20} = G_0^H \frac{p_{крс}^{(H)}}{p_{крс}^{(20)}}$
19	Уточненный критический расход пара при номинальном режиме	$G_{кр}^H$	кг/с	$G_{кр}^H = F_{II} e^{(20)} \sqrt{\frac{p_0^H}{V_0^H} \left(\frac{2k_1}{k_1 - 1} \right) \left(\varepsilon_{кр}^{\frac{2}{k_1}} - \varepsilon_{кр}^{\frac{k_1 + 1}{k_1}} \right)}$

Таблица 3.3

Определение числа сопл РС с подачей пара от РК-1 при переменном режиме

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Способ определения
1	2	3	4	5
1	Долевой расход пара, соответствующий полному открытию РК-1 (при режиме 10)	q_{10}	—	Задан
2	Номинальный расход пара	G_0^H	кг/с	См. табл. 3.2, п. 18
3	Ориентировочный расход пара при режиме 10	$\tilde{G}_0^{(10)}$	кг/с	$\tilde{G}_0^{(10)} = q_{10} G_0^H$
4	Давление пара перед соплами при режиме 10	$p_c^{(10)}$	МПа	$p_c^{(10)} = p_0 (1 - 0,05 q_{10}^2)$
5	Давление пара в камере РС при номинальном режиме	$p_{крс}^H$	МПа	См. табл. 3.2, п. 17

Продолжение табл. 3.3

1	2	3	4	5
6	Давление пара в камере РС при режиме 10	$\tilde{p}_{\text{крс}}^{(10)}$	МПа	$\tilde{p}_{\text{крс}}^{(10)} = p_{\text{крс}}^{\text{н}} \frac{\tilde{G}_0^{(10)}}{G_0^{\text{н}}}$
7	Коэффициент изэнтропы процесса в РС при полностью открытых РК	k_1	—	$\text{wspKPT}(p_{\text{с}}^{\text{н}}, t_0)$
8	Критическое отношение давлений $z^{(20)}$	$\varepsilon_{\text{кр}}$	—	$\varepsilon_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k_1 + 1} \right)^{\frac{k_1}{k_1 - 1}}$
9	Отношение давлений при режиме 10	$\tilde{\varepsilon}^{(10)}$	—	$\tilde{\varepsilon}^{(10)} = \frac{p_{\text{крс}}^{(10)}}{p_{\text{с}}^{(10)}}$
10	Коэффициент Бендемана	$B_{\text{н}}$	—	См. табл. 3.2, п. 14
11	Коэффициент Бендемана при режиме 10	\tilde{B}_{10}	—	$\tilde{B}_{10} = \sqrt{1 - \frac{(\tilde{\varepsilon}^{(10)} - \varepsilon_{\text{кр}})^2}{(1 - \varepsilon_{\text{кр}})^2}}.$ <p>Если $\tilde{\varepsilon}^{(10)} < \varepsilon_{\text{кр}}$, то $\tilde{B}_{10} = 1$</p>
12	Число сопл при номинальном режиме	z_{20}	шт.	См. табл. 3.2, п. 6
13	Число сопл при режиме 10	\tilde{z}_{10}	шт.	$\tilde{z}_{10} = z_{20} \frac{B_{\text{н}}}{\tilde{B}_{10}}$
14	Уточненное число сопл при режиме 10	z_{10}	шт.	Округление \tilde{z}_{10} до целого четного числа
15	Уточненное значение коэффициента Бендемана при режиме 10	B_{10}	—	$B_{10} = \tilde{B}_{10} \frac{\tilde{z}_{10}}{z_{10}}$
16	Уточненная парциальность при режиме 10	$e^{(10)}$	—	$e^{(10)} = \frac{z_{10} t_1}{\pi D_{\text{ср}}}$
17	Уточненное значение отношения давления при режиме 10	$\varepsilon^{(10)}$	—	$\varepsilon^{(10)} = \varepsilon_{\text{кр}} + (1 - \varepsilon_{\text{кр}}) \sqrt{1 - (B_{10})^2}$
18	Уточненное значение давления в камере РС при режиме 10	$p_{\text{крс}}^{(10)}$	МПа	$p_{\text{крс}}^{(10)} = p_{\text{с}}^{(10)} \varepsilon^{(10)}$

Окончание табл. 3.3

1	2	3	4	5
19	Уточненный расход пара при режиме 10	$G_0^{(10)}$	кг/с	$G_0^{(10)} = G_0^H \frac{p_{крс}^{(10)}}{p_{крс}^H}$
20	Уточненный критический расход пара при режиме 10	$G_{кр}^{(10)}$	кг/с	$G_{кр}^{(10)} = F_{пe}^{(10)} \sqrt{\frac{p_0^H}{V_0^H} \left(\frac{2k_1}{k_1 - 1} \right) \left(\varepsilon_{кр}^{\frac{2}{k_1}} - \varepsilon_{кр}^{\frac{k_1+1}{k_1}} \right)}$

Таблица 3.4

**Определение числа сопл при максимальном режиме
с подачи пара через РК-1, РК-2, РК-3**

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Способ определения
1	2	3	4	5
1	Номинальный расход пара	G_0^H	кг/с	См. табл. 3.1
2	Расход пара при максимальном режиме	\tilde{G}_0^M	кг/с	Задан или принимается $\tilde{G}_0^M = (1,05 \dots 1,10) G_0^H$
3	Критический расход пара, соответствующий полному открытию РК-1, РК-2, РК-3 при максимальном режиме	$G_{кр}^M$	кг/с	См. табл. 3.1, п. 37
4	Долевой расход пара при максимальном режиме	q_M	—	$q_M = \frac{\tilde{G}_0^M}{G_{кр}^M}$
5	Давление пара в КРС при номинальном режиме	$p_{крс}^H$	МПа	См. табл. 3.2, п. 17
6	Ориентировочное давление пара в КРС при максимальном режиме	$\tilde{p}_{крс}^M$	МПа	$\tilde{p}_{крс}^M = p_{крс}^H \frac{\tilde{G}_0^M}{G_0^H}$
7	Давление пара перед соплами при максимальном режиме	p_c^M	МПа	$p_c^M = p_0 (1,0 - 0,05 q_M^2)$

Продолжение табл. 3.4

1	2	3	4	5
8	Отношение давлений при максимальном режиме	$\tilde{\varepsilon}_m$	—	$\tilde{\varepsilon}_m = \tilde{p}_{крс}^m / p_c^m$
9	Коэффициент изэнтропы процесса в РС	k_1	—	wspKPT (p_c^H, t_0)
10	Критическое отношение давлений	$\varepsilon_{кр}$	—	$\varepsilon_{кр} = \left(\frac{2}{k_1 + 1} \right)^{\frac{k_1}{k_1 - 1}}$
11	Коэффициент Бендемана при номинальном режиме	B_H	—	См. табл. 3.2, п. 14
12	Коэффициент Бендемана при максимальном режиме	\tilde{B}_m	—	$\tilde{B}_m = \sqrt{1 - \frac{(\tilde{\varepsilon}_m - \varepsilon_{кр})^2}{(1 - \varepsilon_{кр})^2}}$. Если $\tilde{\varepsilon}_m < \varepsilon_{кр}$, то $\tilde{B}_m = 1$
13	Число сопл при номинальном режиме	$z^{(20)}$	шт.	См. табл. 3.2, п. 12
14	Ориентировочное число сопл при максимальном режиме	\tilde{z}_m	шт.	$\tilde{z}_m = z_H \frac{B_H}{\tilde{B}_m}$
15	Уточненное число сопл при максимальном режиме	z_{30}	шт.	Округление \tilde{z}_m до целого числа
16	Уточненное значение коэффициента Бендемана при максимальном режиме	B_{30}	—	$B_{30} = \tilde{B}_m \frac{\tilde{z}_m}{z_{30}}$
17	Уточненное отношение давлений при максимальном режиме	$\varepsilon^{(30)}$	—	$\varepsilon_m = \varepsilon_{кр} + (1 - \varepsilon_{кр}) \sqrt{1 - (B_m)^2}$
18	Уточненная парциальность при максимальном режиме	$e^{(30)}$	—	$e^{(30)} = \frac{z_m t_1}{\pi D_{ср}}$
19	Уточненное давление в КРС при максимальном режиме	$p_{крс}^{(30)}$	МПа	$p_{крс}^{(30)} = p_c^m \varepsilon^{(30)}$

Окончание табл. 3.4

1	2	3	4	5
20	Уточненный расход пара при максимальном режиме	$G_0^{(30)}$	кг/с	$G_0^{(30)} = \tilde{G}_0 \frac{p_{\text{крс}}^{(30)}}{\tilde{p}_m}$
21	Уточненный критический расход пара при максимальном режиме	$G_{\text{кр}}^{(30)}$	кг/с	$G_{\text{кр}}^{(30)} = F_{\text{п}} e^{(30)} \sqrt{\frac{p_0^{\text{H}}}{V_0^{\text{H}}} \left(\frac{2k_1}{k_1 - 1} \right) \left(\varepsilon_{\text{кр}}^{\frac{2}{k_1}} - \varepsilon_{\text{кр}}^{\frac{k_1 + 1}{k_1}} \right)}$

4. Расчет переменных режимов регулирующей ступени с полностью открытыми регулирующими клапанами паротурбинной установки

Для выполнения расчетов выбирают переменные режимы, в число которых входят режимы с полностью открытыми клапанами ($j0$), например:

- при $j0 = 10$ открыт полностью клапан РК-1;
- при $j0 = 20$ открыто полностью 2 клапана РК-1, РК-2;
- при $j0 = 30$ открыто полностью 3 клапана РК-1, РК-2, РК-3;
- при $j0 = J0$ открыто полностью J клапанов РК-1, РК-2, РК-3, ..., РК- J .

Расчеты выполняют путем последовательных приближений: в первом приближении пренебрегают изменением произведения $(p_{\text{крс}} V_{\text{крс}})^{(1)}$ в камере РС при переменном режиме по сравнению с номинальным.

Необходимость в уточнении расчетов обусловлена тем, что при определении числа сопл в сегментах не учитывалось изменение $(p_{\text{крс}} V_{\text{крс}})$, очень приближенно учитывались потери давления в полностью открытых клапанах; кроме того, полученные числа сопл округлялись до целых четных значений.

Таблица 4.1

Алгоритм уточнения расчета мощности РС при номинальном режиме

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Способ определения
1	2	3	4	5
1	Количество РК, открытых полностью	j	—	2
2	Количество РК, открытых частично	y	—	0
3	Индекс переменного режима	jy	—	н

Продолжение табл. 4.1

1	2	3	4	5
4	Параметры свежего пара			
4.1	Давление	p_0	МПа	См. табл. 3.1
4.2	Энтальпия	h_0	кДж/кг	См. табл. 3.1
4.3	Показатель адиабаты	k	—	См. табл. 3.1
4.4	Комплекс	Q	кДж/кг	См. табл. 3.1
4.5	Параметр	r	—	См. табл. 3.1
5	Давление пара перед соплами при номинальном режиме	p_c^H	МПа	$p_c^H = 0,95 p_0$
6	Максимальное значение относительного внутреннего КПД	η_{0i}^{\max}	—	См. табл. 3.1
7	Оптимальное значение характеристики ступени	$X_{\Phi}^{\text{опт}}$	—	См. табл. 3.1
8	Давление пара в КРС при номинальном режиме	$p_{\text{крс}}^H$	МПа	См. табл. 3.1
9	Располагаемый теплоперепад РС при номинальном режиме	$H_{0,\text{pc}}^H$	кДж/кг	$H_{0,\text{pc}}^H = Q \left(1 - \left(\frac{p_{\text{крс}}^H}{p_c^H} \right)^r \right)$
10	Средний диаметр	$D_{\text{ср}}$	м	См. табл. 3.1
11	Частота вращения	n	1/с	$n = 3000$
12	Фиктивная скорость в РС при номинальном режиме	c_{Φ}^H	м/с	$c_{\Phi}^H = \sqrt{2000 H_{0,\text{pc}}^H}$
13	Характеристика РС при номинальном режиме	X_{Φ}^H	—	$X_{\Phi}^H = \pi D_{\text{ср}} n / c_{\Phi}^H$
14	Относительное значение характеристики РС	\bar{X}_{Φ}^H	—	$\bar{X}_{\Phi}^H = X_{\Phi}^H / X_{\Phi}^{\text{опт}}$
15	Относительное значение относительного внутреннего КПД при номинальном режиме	$\bar{\eta}_{0i}^H$	—	$\bar{\eta}_{0i}^H = \bar{X}_{\Phi}^H (2,1 - 1,19 \bar{X}_{\Phi}^H + 0,09 (\bar{X}_{\Phi}^H)^2)$
16	Относительный внутренний КПД при номинальном режиме	η_{0i}^H	—	$\eta_{0i}^H = \bar{\eta}_{0i}^H \eta_{0i}^{\max}$
17	Относительный лопаточный КПД при номинальном режиме	η_0^H		См. табл. 3.1
18	Теплоперепад, использованный РС при номинальном режиме	H_{0i}^H	кДж/кг	$H_{0i}^H = H_{0,\text{pc}}^H \eta_{0i}^H$
19	Энтальпия пара в КРС при номинальном режиме	$h_{\text{крс}}^H$	кДж/кг	$h_{\text{крс}}^H = h_0 - H_{0i}^H$
20	Удельный объем пара в КРС при номинальном режиме	$V_{\text{крс}}^H$	м ³ /кг	$\text{wspVPH} (p_{\text{крс}}^H, h_{\text{крс}}^H)$

Окончание табл. 4.1

1	2	3	4	5
21	Относительный коэффициент трения	$\bar{K}_{\text{тр}}$	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	См. табл. 3.1
22	Потери мощности на трение при номинальном режиме	$N_{\text{тр}}^{\text{н}}$	кВт	$N_{\text{тр}}^{\text{н}} = \bar{K}_{\text{тр}} / V_{\text{крс}}^{\text{н}}$
23	Коэффициент потерь на вентиляцию	$\bar{K}_{\text{в}}$	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	См. табл. 3.1
24	Уточненная парциальность при номинальном режиме	$e^{(20)}$	—	См. табл. 3.2, п. 16
25	Число групп сопл, находящихся в работе, при номинальном режиме	$m_{\text{н}}$	шт.	Задано
26	Потери мощности на вентиляцию пара при номинальном режиме	$N_{\text{в}}^{\text{н}}$	кВт	$N_{\text{в}}^{\text{н}} = \frac{\bar{K}_{\text{в}} (1 - e^{(20)})}{V_{\text{крс}}^{\text{н}}}$
27	Коэффициент для расчета сегментных потерь	$\bar{K}_{\text{сегм}}$	$\text{м}^3/\text{с}$	См. табл. 3.1
28	Сегментные потери мощности в РС при номинальном режиме	$N_{\text{сегм}}$	кВт	$N_{\text{сегм}} = \frac{\bar{K}_{\text{сегм}} H_{\text{л}}^{\text{н}} m_{\text{н}}}{V_{\text{крс}}^{\text{н}}}$
29	Уточнение значения мощности при номинальном режиме	$N_{0i, \text{pc}}^{(20)}$	кВт	$N_{0, \text{pc}}^{(20)} = G_0^{\text{н}} H_{\text{o}}^{\text{н}} - (N_{\text{тр}}^{\text{н}} + N_{\text{в}}^{\text{н}} + N_{\text{сегм}}^{\text{н}})$
30	Уточнение значения использованного теплоперепада в РС при номинальном режиме	$H_{0i, \text{pc}}^{(20)}$	кДж/кг	$H_{0i, \text{pc}}^{(20)} = N_{0i, \text{pc}}^{(20)} / G_0^{(20)}$
31	Уточнение значения относительного внутреннего КПД при номинальном режиме	$\eta_{0i, \text{pc}}^{(20)}$	—	$\eta_{0i, \text{pc}}^{(20)} = H_{0i, \text{pc}}^{(20)} / H_{0, \text{pc}}^{\text{н}}$
32	Температура в КРС при номинальном режиме	$T_{\text{крс}}^{\text{н}}$	К	wspTPH ($p_{\text{крс}}^{\text{н}}, h_{\text{pc}}^{\text{н}}$)
33	Произведение PV в КРС при номинальном режиме	$P_{\text{крс}}^{\text{н}} V_{\text{крс}}^{\text{н}}$	$\frac{\text{МПа} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	$P_{\text{крс}}^{\text{н}} V_{\text{крс}}^{\text{н}}$
34	Расход пара через РК-1 при номинальном режиме	$G_1^{(20)}$	кг/с	$G_1^{(20)} = G_0^{\text{н}} \frac{z_{10}}{z_{\text{н}}}$
35	Расход пара через РК-2 при номинальном режиме	$G_2^{(20)}$	кг/с	$G_2^{(20)} = G_0^{\text{н}} - G_1^{(20)}$

Таблица 4.2

**Расчет характеристик переменного режима РС
с полностью открытым клапаном РК-1**

№ п/п	Параметр	Обо- значе- ние	Размер- ность	Способ определения
1	2	3	4	5
1	Количество РК, от- крытых полностью	j	—	1
2	Количество РК, от- крытых частично	y	—	0
3	Индекс переменного режима	jy	—	10
4	Параметры свежего пара			
4.1	Давление	p_0	МПа	См. табл. 3.1
4.2	Энтальпия	h_0	кДж/кг	См. табл. 3.1
4.3	Показатель адиа- баты	k	—	См. табл. 3.1
4.4	Комплекс	Q	кДж/кг	См. табл. 3.1
4.5	Параметр	r	—	См. табл. 3.1
4.6	Долевой расход пара при режиме 10	q_{10}	—	См. табл. 3.3
5	Давление пара в ка- мере РС при номи- нальном режиме	$p_{крс}^H$	МПа	См. табл. 3.2
6	Расход свеже- го пара при номи- нальном режиме	G_0^H	кг/с	См. табл. 3.2
7	Расход пара при режиме 10	$G_0^{(10)}$	кг/с	См. табл. 3.3
8	Давление пара пе- ред соплами груп- пы при режиме 10	$p_c^{(10)}$	МПа	$p_c^{(10)} = p_0(1,0 - 0,05q_{10}^2)$
9	Поправка на изменение температуры в КРС при режиме 10			
9.1	Первое приближе- ние	$\theta_{10}^{(1)}$	—	$\theta_{10}^{(1)} = 1$
9.2	Второе приближе- ние	$\theta_{10}^{(2)}$	—	См. п. 42.1 настоящей таблицы
9.3	Третье приближе- ние	$\theta_{10}^{(3)}$	—	См. п. 42.2 настоящей таблицы

Продолжение табл. 4.2

1	2	3	4	5
10	Давление пара в КРС при режиме 10			
10.1	Первое приближение	$p_{\text{крс}}^{(10)}$	МПа	$p_{\text{крс}}^{(10)} = p_{\text{крс}}^{\text{н}} \frac{G_0^{(10)}}{G_0^{\text{н}}}$
10.2	Второе приближение	$p_{\text{крс}}^{(10)}$	МПа	$p_{\text{крс}}^{(10)} = p_{\text{крс}}^{\text{н}} \frac{G_0^{(10)}}{G_0^{\text{н}}} \sqrt{\theta_{10}^{(2)}}$
10.3	Третье приближение	$p_{\text{крс}}^{(10)}$	МПа	$p_{\text{крс}}^{(10)} = p_{\text{крс}}^{\text{н}} \frac{G_0^{(10)}}{G_0^{\text{н}}} \sqrt{\theta_{10}^{(3)}}$
11	Отношение давлений при режиме 10			
11.1	Первое приближение	$\varepsilon_{\text{рс}}^{(10)}$	—	$\varepsilon_{\text{рс}}^{(10)} = p_{\text{крс}}^{(10)} / p_{\text{с}}^{(10)}$
11.2	Второе приближение	$\varepsilon_{\text{рс}}^{(10)}$	—	$\varepsilon_{\text{рс}}^{(10)} = \frac{p_{\text{крс}}^{(10)}}{p_{\text{с}}^{(10)}} \frac{G_0^{(10)}}{G_0^{\text{н}}} \sqrt{\theta_{10}^{(2)}}$
11.3	Третье приближение	$\varepsilon_{\text{рс}}^{(10)}$	—	$\varepsilon_{\text{рс}}^{(10)} = \frac{p_{\text{крс}}^{(10)}}{p_{\text{с}}^{(10)}} \frac{G_0^{(10)}}{G_0^{\text{н}}} \sqrt{\theta_{10}^{(3)}}$
12	Показатель адиабаты при режиме 10	k_1	—	wspКРН ($p_{\text{с}}^{(10)}$, h_0)
13	Параметр, используемый в расчетах теплоперепадов	r	—	$r = (k_1 - 1) / k_1$
14	Приведенный коэффициент	Q	кДж/кг	$Q = 1000 p_0^{\text{н}} V_0^{\text{н}} / r$
15	Располагаемый теплоперепад РС при режиме 10			
15.1	Первое приближение	$(H'_0)^{(10)}$	кДж/кг	$(H'_0)^{(10)} = Q \left(1 - \left(\frac{p_{\text{крс}}^{(10)}}{p_0^{(10)}} \right)^r \right)$
15.2	Второе приближение	$(H'_0)^{(10)}$	кДж/кг	$(H'_0)^{(10)} = Q \left(1 - \left(\frac{p_{\text{крс}}^{(10)}}{p_0^{(10)}} \right)^r \right)$
15.3	Третье приближение	$(H'_0)^{(10)}$	кДж/кг	$(H'_0)^{(10)} = Q \left(1 - \left(\frac{p_{\text{крс}}^{(10)}}{p_0^{(10)}} \right)^r \right)$
16	Фиктивная скорость в РС при режиме 10			
16.1	Первое приближение	$c_{\text{ф}}^{(10)}$	м/с	$c_{\text{ф}}^{(10)} = \sqrt{2000 (H'_0)^{(10)}}$
16.2	Второе приближение	$c_{\text{ф}}^{(10)}$	м/с	$c_{\text{ф}}^{(10)} = \sqrt{2000 (H'_0)^{(10)}}$

Продолжение табл. 4.2

1	2	3	4	5
16.3	Третье приближение	$c_{\Phi}^{(10)}$	м/с	$c_{\Phi}^{(10)} = \sqrt{2000(H'_0)^{(10)}}$
17	Число сопл при режиме 10	z_{10}	шт.	См. табл. 3.3
18	Шаг сопловых лопаток	t_1	м	См. табл. 3.1
19	Средний диаметр ступени	D_{cp}	м	См. табл. 3.1
20	Окружная скорость на среднем диаметре	u	м/с	$u = \pi D_{cp} n$
21	Характеристика ступени при режиме 10			
21.1	Первое приближение	$X_{\Phi}^{(10)}$	—	$X_{\Phi}^{(10)} = u/c_{\Phi}^{(10)}$
21.2	Второе приближение	$X_{\Phi}^{(10)}$	—	$X_{\Phi}^{(10)} = u/c_{\Phi}^{(10)}$
21.3	Третье приближение	$X_{\Phi}^{(10)}$	—	$X_{\Phi}^{(10)} = u/c_{\Phi}^{(10)}$
22	Оптимальное значение для РС	X_{Φ}^{opt}	—	См. табл. 3.1
23	Максимальное значение относительного внутреннего КПД РС	η_{0i}^{max}	—	См. табл. 3.1
24	Относительное значение относительного внутреннего КПД при режиме 10			
24.1	Первое приближение	$\bar{\eta}_{0i}^{(10)}$	—	$\bar{\eta}_{0i}^{(10)} = \bar{X}_{\Phi}^{(10)} \left(2,1 - 1,19 \bar{X}_{\Phi}^{(10)} + 0,09 \left(\bar{X}_{\Phi}^{(10)} \right)^2 \right)$
24.2	Второе приближение	$\bar{\eta}_{0i}^{(10)}$	—	$\bar{\eta}_{0i}^{(10)} = \bar{X}_{\Phi}^{(10)} \left(2,1 - 1,19 \bar{X}_{\Phi}^{(10)} + 0,09 \left(\bar{X}_{\Phi}^{(10)} \right)^2 \right)$
24.3	Третье приближение	$\bar{\eta}_{0i}^{(10)}$	—	$\bar{\eta}_{0i}^{(10)} = \bar{X}_{\Phi}^{(10)} \left(2,1 - 1,19 \bar{X}_{\Phi}^{(10)} + 0,09 \left(\bar{X}_{\Phi}^{(10)} \right)^2 \right)$
25	Относительный внутренний КПД РС при режиме 10			
25.1	Первое приближение	$\eta_{0i}^{(10)}$	—	$\eta_{0i}^{(10)} = \bar{\eta}_{0i}^{(10)} \eta_{0i}^{max}$
25.2	Второе приближение	$\eta_{0i}^{(10)}$	—	$\eta_{0i}^{(10)} = \bar{\eta}_{0i}^{(10)} \eta_{0i}^{max}$
25.3	Третье приближение	$\eta_{0i}^{(10)}$	—	$\eta_{0i}^{(10)} = \bar{\eta}_{0i}^{(10)} \eta_{0i}^{max}$

Продолжение табл. 4.2

1	2	3	4	5
26	Использованный теплоперепад РС при режиме 10			
26.1	Первое приближение	$H_{0i}^{(10)}$	кДж/кг	$H_{0i}^{(10)} = (H'_0)^{(10)} \eta_{0i}^{(10)}$
26.2	Второе приближение	$H_{0i}^{(10)}$	кДж/кг	$H_{0i}^{(10)} = (H'_0)^{(10)} \eta_{0i}^{(10)}$
26.3	Третье приближение	$H_{0i}^{(10)}$	кДж/кг	$H_{0i}^{(10)} = (H'_0)^{(10)} \eta_{0i}^{(10)}$
27	Энтальпия пара в КРС при режиме 10			
27.1	Первое приближение	$h_{крс}^{(10)}$	кДж/кг	$h_{крс}^{(10)} = h_0 - H_{0i}^{(10)}$
27.2	Второе приближение	$h_{крс}^{(10)}$	кДж/кг	$h_{крс}^{(10)} = h_0 - H_{0i}^{(10)}$
27.3	Третье приближение	$h_{крс}^{(10)}$	кДж/кг	$h_{крс}^{(10)} = h_0 - H_{0i}^{(10)}$
28	Удельный объем пара в КРС при режиме 10			
28.1	Первое приближение	$V_{крс}^{(10)}$	м ³ /кг	wspVPH ($p_{крс}^{(10)}, h_{крс}^{(10)}$)
28.2	Второе приближение	$V_{крс}^{(10)}$	м ³ /кг	wspVPH ($p_{крс}^{(10)}, h_{крс}^{(10)}$)
28.3	Третье приближение	$V_{крс}^{(10)}$	м ³ /кг	wspVPH ($p_{крс}^{(10)}, h_{крс}^{(10)}$)
29	Коэффициент потерь на трение	$\bar{K}_{тр}$	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	См. табл. 3.1
30	Потери мощности на трение при режиме 10			
30.1	Первое приближение	$N_{тр}^{(10)}$	кВт	$N_{тр}^{(10)} = \bar{K}_{тр} / V_{крс}^{(10)}$
30.2	Второе приближение	$N_{тр}^{(10)}$	кВт	$N_{тр}^{(10)} = \bar{K}_{тр} / V_{крс}^{(10)}$
30.3	Третье приближение	$N_{тр}^{(10)}$	кВт	$N_{тр}^{(10)} = \bar{K}_{тр} / V_{крс}^{(10)}$
31	Приведенный коэффициент для потерь мощности на вентиляцию	$\bar{K}_в$	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	См. табл. 3.1
32	Уточненная парциальность при режиме 10	$e^{(10)}$	—	См. табл. 3.1

Продолжение табл. 4.2

1	2	3	4	5
33	Потери мощности на вентиляцию при режиме 10			
33.1	Первое приближение	$N_{\text{в}}^{(10)}$	кВт	$N_{\text{в}}^{(10)} = \bar{K}_{\text{в}} (1 - e^{(10)}) / V_{\text{крс}}^{(10)}$
33.2	Второе приближение	$N_{\text{в}}^{(10)}$	кВт	$N_{\text{в}}^{(10)} = \bar{K}_{\text{в}} (1 - e^{(10)}) / V_{\text{крс}}^{(10)}$
33.3	Третье приближение	$N_{\text{в}}^{(10)}$	кВт	$N_{\text{в}}^{(10)} = \bar{K}_{\text{в}} (1 - e^{(10)}) / V_{\text{крс}}^{(10)}$
34	Число сопловых сегментов, находящихся в работе при режиме 10	m_{10}	шт.	См. табл. 3.1
35	Коэффициент сегментных потерь	$\bar{K}_{\text{сегм}}$	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кДж}}$	См. табл. 3.1
36	Сегментные потери мощности РС при режиме 10			
36.1	Первое приближение	$N_{\text{сегм}}^{(10)}$	кВт	$N_{\text{сегм}}^{(10)} = \bar{K}_{\text{сегм}} H_{0i}^{(10)} m_{10} / V_{\text{крс}}^{(10)}$
36.2	Второе приближение	$N_{\text{сегм}}^{(10)}$	кВт	$N_{\text{сегм}}^{(10)} = \bar{K}_{\text{сегм}} H_{0i}^{(10)} m_{10} / V_{\text{крс}}^{(10)}$
36.3	Третье приближение	$N_{\text{сегм}}^{(10)}$	кВт	$N_{\text{сегм}}^{(10)} = \bar{K}_{\text{сегм}} H_{0i}^{(10)} m_{10} / V_{\text{крс}}^{(10)}$
37	Мощность РС при режиме 10			
37.1	Первое приближение	$N_0^{(10)}$	кВт	$N_0^{(10)} = G_0^{(10)} H_{0i}^{(10)} + (N_{\text{тр}}^{(10)} + N_{\text{в}}^{(10)} + N_{\text{сегм}}^{(10)})$
37.2	Второе приближение	$N_0^{(10)}$	кВт	$N_0^{(10)} = G_0^{(10)} H_{0i}^{(10)} + (N_{\text{тр}}^{(10)} + N_{\text{в}}^{(10)} + N_{\text{сегм}}^{(10)})$
37.3	Третье приближение	$N_0^{(10)}$	кВт	$N_0^{(10)} = G_0^{(10)} H_{0i}^{(10)} + (N_{\text{тр}}^{(10)} + N_{\text{в}}^{(10)} + N_{\text{сегм}}^{(10)})$
38	Располагаемый теплоперепад РС при режиме 10			
38.1	Первое приближение	$H_{0,\text{pc}}^{(10)}$	кДж/кг	$H_{0,\text{pc}}^{(10)} = N_0^{(10)} / G_0^{(10)}$
38.2	Второе приближение	$H_{0,\text{pc}}^{(10)}$	кДж/кг	$H_{0,\text{pc}}^{(10)} = N_0^{(10)} / G_0^{(10)}$
38.3	Третье приближение	$H_{0,\text{pc}}^{(10)}$	кДж/кг	$H_{0,\text{pc}}^{(10)} = N_0^{(10)} / G_0^{(10)}$
39	Относительный внутренний КПД РС при режиме 10			
39.1	Первое приближение	$\eta_{0i,\text{pc}}^{(10)}$	—	$\eta_{0i,\text{pc}}^{(10)} = H_{0i}^{(10)} / H_{0,\text{pc}}^{(10)}$
39.2	Второе приближение	$\eta_{0i,\text{pc}}^{(10)}$	—	$\eta_{0i,\text{pc}}^{(10)} = H_{0i}^{(10)} / H_{0,\text{pc}}^{(10)}$

Окончание табл. 4.2

1	2	3	4	5
39.3	Третье приближение	$\eta_{0i,pc}^{(10)}$	—	$\eta_{0i,pc}^{(10)} = H_{0i}^{(10)} / H_{0,pc}^{(10)}$
40	Произведение pV при режиме 10	$p_{крс}^{(10)} V_{крс}^{(10)}$	$\frac{\text{МПа} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	$p_{крс}^{(10)} V_{крс}^{(10)}$
41	Произведение $P_{pc} V_{pc}$ при номинальном режиме	$P_{pc}^H V_{pc}^H$	$\frac{\text{МПа} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	См. табл. 4.1
42	Поправка на изменение температуры в КРС при режиме 10			
42.1	Первое приближение	$\theta_{10}^{(1)}$	—	$\theta_{10}^{(1)} = p_{крс}^{(10)} V_{крс}^{(10)} / (P_{pc}^H V_{pc}^H)$
42.2	Второе приближение	$\theta_{10}^{(2)}$	—	$\theta_{10}^{(2)} = p_{крс}^{(10)} V_{крс}^{(10)} / (P_{pc}^H V_{pc}^H)$
42.3	Третье приближение	$\theta_{10}^{(3)}$	—	$\theta_{10}^{(3)} = p_{крс}^{(10)} V_{крс}^{(10)} / (P_{pc}^H V_{pc}^H)$
Если $ABS(\theta_{10}^{(1)} - \theta_{10}^{(2)}) \leq 0,001$, то расчет заканчивается; в противном случае производится расчет следующего приближения начиная с п. 9 этой таблицы				
43	Температура пара в КРС при режиме 10	$T_{крс}^{(10)}$	К	$wspTPH(p_{крс}^{(10)}, h_{крс}^{(10)})$
44	Температура пара в КРС при номинальном режиме	$T_{крс}^H$	К	$wspTPH(p_{крс}^H, h_{крс}^H)$
45	Поправка на изменение температуры в КРС при режиме 10	$\theta_{10}^{(3)}$	—	$\theta_{10}^{(3)} = \sqrt{\frac{T_{крс}^{(10)}}{T_{крс}^H}}$

Таблица 4.3

Расчет характеристик переменного максимального режима РС

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Способ определения
1	2	3	4	5
1	Количество РК, открытых полностью	j	—	3
2	Количество РК, открытых частично	y	—	0

Продолжение табл. 4.3

1	2	3	4	5
3	Индекс переменного режима	jy	—	30
4	Параметры свежего пара при максимальном режиме			
4.1	Давление	p_0	МПа	См. табл. 3.1
4.2	Энтальпия	h_0	кДж/кг	См. табл. 3.1
4.3	Удельный объем	V_0	м ³ /кг	См. табл. 3.1
4.4	Долевой расход пара при максимальном режиме	q_{30}	—	См. табл. 3.4
5	Давление пара в КРС при номинальном режиме	$p_{рс}^н$	МПа	См. табл. 3.1
6	Расход свежего пара при номинальном режиме	$G_0^н$	кг/с	См. табл. 3.1
7	Расход пара при максимальном режиме	$G_0^{(30)}$	кг/с	См. табл. 3.1
8	Давление пара перед соплами группы при максимальном режиме	$p_c^{(30)}$	МПа	$p_c^{(30)} = p_0(1,0 - 0,05q_{30}^2)$
9	Поправка на изменение температуры в КРС при режиме 10			
9.1	Первое приближение	$\theta_{30}^{(1)}$	—	$\theta_{30} = 1$
9.2	Второе приближение	$\theta_{30}^{(2)}$	—	См. п. 42.1 настоящей таблицы
9.3	Третье приближение	$\theta_{30}^{(3)}$	—	См. п. 42.2 настоящей таблицы
10	Давление пара в КРС при максимальном режиме			
10.1	Первое приближение	$p_{крс}^{(30)}$	—	$p_{крс}^{(30)} = p_{крс}^н \frac{G_0^{(30)}}{G_0^н}$
10.2	Второе приближение	$p_{крс}^{(30)}$	—	$p_{крс}^{(30)} = p_{крс}^н \frac{G_0^{(30)}}{G_0^н} \sqrt{\theta_{30}^{(2)}}$
10.3	Третье приближение	$p_{крс}^{(30)}$	—	$p_{крс}^{(30)} = p_{крс}^н \frac{G_0^{(30)}}{G_0^н} \sqrt{\theta_{30}^{(3)}}$

Продолжение табл. 4.3

1	2	3	4	5
11	Относительное давление пара в КРС при максимальном режиме			
11.1	Первое приближение	$\varepsilon_{\text{pc}}^{(30)}$	—	$\varepsilon_{\text{pc}}^{(30)} = p_{\text{крс}}^{(30)} / p_{\text{c}}^{(30)}$
11.2	Второе приближение	$\varepsilon_{\text{pc}}^{(30)}$	—	$\varepsilon_{\text{pc}}^{(30)} = p_{\text{крс}}^{(30)} / p_{\text{c}}^{(30)}$
11.3	Третье приближение	$\varepsilon_{\text{pc}}^{(30)}$	—	$\varepsilon_{\text{pc}}^{(30)} = p_{\text{крс}}^{(30)} / p_{\text{c}}^{(30)}$
12	Показатель адиабаты при максимальном режиме	k_1	—	$\text{wspKPH}(p_{\text{c}}^{(30)}, h_0)$
13	Параметр, используемый в расчетах теплоперепадов	r	—	$r = (k_1 - 1) / k_1$
14	Приведенный коэффициент	Q	кДж/кг	$Q = 1000 p_0^{\text{H}} V_0^{\text{H}} / r$
15	Располагаемый теплоперепад при максимальном режиме			
15.1	Первое приближение	$(H'_0)^{(30)}$	кДж/кг	$(H'_0)^{(30)} = Q \left(1 - \left(\frac{p_{\text{крс}}^{(30)}}{p_0^{(30)}} \right)^r \right)$
15.2	Второе приближение	$(H'_0)^{(30)}$	кДж/кг	$(H'_0)^{(30)} = Q \left(1 - \left(\frac{p_{\text{крс}}^{(30)}}{p_0^{(30)}} \right)^r \right)$
15.3	Третье приближение	$(H'_0)^{(30)}$	кДж/кг	$(H'_0)^{(30)} = Q \left(1 - \left(\frac{p_{\text{крс}}^{(30)}}{p_0^{(30)}} \right)^r \right)$
16	Фиктивная скорость при максимальном режиме			
16.1	Первое приближение	$c_{\text{ф}}^{(30)}$	м/с	$c_{\text{ф}}^{(30)} = \sqrt{2000(H'_0)^{(30)}}$
16.2	Второе приближение	$c_{\text{ф}}^{(30)}$	м/с	$c_{\text{ф}}^{(30)} = \sqrt{2000(H'_0)^{(30)}}$
16.3	Третье приближение	$c_{\text{ф}}^{(30)}$	м/с	$c_{\text{ф}}^{(30)} = \sqrt{2000(H'_0)^{(30)}}$
17	Число сопл при режиме при максимальном режиме	z_{30}	шт.	См. табл. 3.4
18	Шаг сопловых лопаток	t_1	м	См. табл. 3.1
19	Средний диаметр ступени	D_{cp}	м	См. табл. 3.1

Продолжение табл. 4.3

1	2	3	4	5
20	Окружная скорость на среднем диаметре	u	м/с	См. табл. 3.1
21	Характеристика ступени при максимальном режиме			
21.1	Первое приближение	$X_{\phi}^{(30)}$	—	$X_{\phi}^{(30)} = u/c_{\phi}^{(30)}$
21.2	Второе приближение	$X_{\phi}^{(30)}$	—	$X_{\phi}^{(30)} = u/c_{\phi}^{(30)}$
21.3	Третье приближение	$X_{\phi}^{(30)}$	—	$X_{\phi}^{(30)} = u/c_{\phi}^{(30)}$
22	Оптимальное значение характеристики РС	$X_{\phi}^{\text{опт}}$	—	См. табл. 3.1
23	Максимальное значение относительного внутреннего КПД РС	η_{0i}^{\max}	—	См. табл. 4.1
24	Относительная характеристика ступени при максимальном режиме			
24.1	Первое приближение	$\bar{X}_{\phi}^{(30)}$	—	$\bar{X}_{\phi}^{(30)} = X_{\phi}^{(30)}/X_{\phi}^{\text{опт}}$
24.2	Второе приближение	$\bar{X}_{\phi}^{(30)}$	—	$\bar{X}_{\phi}^{(30)} = X_{\phi}^{(30)}/X_{\phi}^{\text{опт}}$
24.3	Третье приближение	$\bar{X}_{\phi}^{(30)}$	—	$\bar{X}_{\phi}^{(30)} = X_{\phi}^{(30)}/X_{\phi}^{\text{опт}}$
25	Относительное значение относительного внутреннего КПД при максимальном режиме			
25.1	Первое приближение	$\bar{\eta}_{0i}^{(30)}$	—	$\bar{\eta}_{0i}^{(30)} = \bar{X}_{\phi}^{(30)} \left(2,1 - 1,19 \bar{X}_{\phi}^{(30)} + 0,09 \left(\bar{X}_{\phi}^{(30)} \right)^2 \right)$
25.2	Второе приближение	$\bar{\eta}_{0i}^{(30)}$	—	$\bar{\eta}_{0i}^{(30)} = \bar{X}_{\phi}^{(30)} \left(2,1 - 1,19 \bar{X}_{\phi}^{(30)} + 0,09 \left(\bar{X}_{\phi}^{(30)} \right)^2 \right)$
25.3	Третье приближение	$\bar{\eta}_{0i}^{(30)}$	—	$\bar{\eta}_{0i}^{(30)} = \bar{X}_{\phi}^{(30)} \left(2,1 - 1,19 \bar{X}_{\phi}^{(30)} + 0,09 \left(\bar{X}_{\phi}^{(30)} \right)^2 \right)$
26	Относительный внутренний КПД при максимальном режиме			
26.1	Первое приближение	$\eta_{0i}^{(30)}$	—	$\eta_{0i}^{(30)} = \bar{\eta}_{0i}^{(30)} \eta_{0i}^{\max}$
26.2	Второе приближение	$\eta_{0i}^{(30)}$	—	$\eta_{0i}^{(30)} = \bar{\eta}_{0i}^{(30)} \eta_{0i}^{\max}$
26.3	Третье приближение	$\eta_{0i}^{(30)}$	—	$\eta_{0i}^{(30)} = \bar{\eta}_{0i}^{(30)} \eta_{0i}^{\max}$

Продолжение табл. 4.3

1	2	3	4	5
27	Использованный теплоперепад РС при максимальном режиме			
27.1	Первое приближение	$H_{0i}^{(30)}$	кДж/кг	$H_{0i}^{(30)} = (H'_0)^{(30)} \eta_{0i}^{(30)}$
27.2	Второе приближение	$H_{0i}^{(30)}$	кДж/кг	$H_{0i}^{(30)} = (H'_0)^{(30)} \eta_{0i}^{(30)}$
27.3	Третье приближение	$H_{0i}^{(30)}$	кДж/кг	$H_{0i}^{(30)} = (H'_0)^{(30)} \eta_{0i}^{(30)}$
28	Энтальпия пара в КРС при максимальном режиме			
28.1	Первое приближение	$h_{крс}^{(30)}$	кДж/кг	$h_{крс}^{(30)} = h_0 - H_{0i}^{(30)}$
28.2	Второе приближение	$h_{крс}^{(30)}$	кДж/кг	$h_{крс}^{(30)} = h_0 - H_{0i}^{(30)}$
28.3	Третье приближение	$h_{крс}^{(30)}$	кДж/кг	$h_{крс}^{(30)} = h_0 - H_{0i}^{(30)}$
29	Удельный объем пара в КРС при максимальном режиме			
29.1	Первое приближение	$V_{крс}^{(30)}$	м ³ /кг	$wspVPH (P_{крс}^{(30)}, h_{крс}^{(30)})$
29.2	Второе приближение	$V_{крс}^{(30)}$	м ³ /кг	$wspVPH (P_{крс}^{(30)}, h_{крс}^{(30)})$
29.3	Третье приближение	$V_{крс}^{(30)}$	м ³ /кг	$wspVPH (P_{крс}^{(30)}, h_{крс}^{(30)})$
30	Коэффициент потерь на трение	$\bar{K}_{тр}$	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	См. табл. 3.1
31	Потери мощности на трение при максимальном режиме			
31.1	Первое приближение	$N_{тр}^{(30)}$	кВт	$N_{тр}^{(30)} = \bar{K}_{тр} / V_{крс}^{(30)}$
31.2	Второе приближение	$N_{тр}^{(30)}$	кВт	$N_{тр}^{(30)} = \bar{K}_{тр} / V_{крс}^{(30)}$
31.3	Третье приближение	$N_{тр}^{(30)}$	кВт	$N_{тр}^{(30)} = \bar{K}_{тр} / V_{крс}^{(30)}$
32	Приведенный коэффициент для потерь мощности на вентиляцию	$\bar{K}_в$	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	См. табл. 3.1
33	Уточненная парциальность при номинальном режиме	$e^{(30)}$	—	См. табл. 3.4

Продолжение табл. 4.3

1	2	3	4	5
34	Потери мощности на вентиляцию при максимальном режиме			
34.1	Первое приближение	$N_{\text{в}}^{(30)}$	кВт	$N_{\text{в}}^{(30)} = \bar{K}_{\text{в}} (1 - e^{(30)}) / V_{\text{крс}}^{(30)}$
34.2	Второе приближение	$N_{\text{в}}^{(30)}$	кВт	$N_{\text{в}}^{(30)} = \bar{K}_{\text{в}} (1 - e^{(30)}) / V_{\text{крс}}^{(30)}$
34.3	Третье приближение	$N_{\text{в}}^{(30)}$	кВт	$N_{\text{в}}^{(30)} = \bar{K}_{\text{в}} (1 - e^{(30)}) / V_{\text{крс}}^{(30)}$
35	Число сопловых сегментов, находящихся в работе при максимальном режиме	m_{30}	шт.	Задано
36	Коэффициент сегментных потерь	$\bar{K}_{\text{сегм}}$	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кДж}}$	См. табл. 3.1
37	Сегментные потери мощности РС при максимальном режиме			
37.1	Первое приближение	$N_{\text{сегм}}^{(30)}$	кВт	$N_{\text{сегм}}^{(30)} = \bar{K}_{\text{сегм}} H_{\text{л}}^{(30)} m_{30} / V_{\text{крс}}^{(30)}$
37.2	Второе приближение	$N_{\text{сегм}}^{(30)}$	кВт	$N_{\text{сегм}}^{(30)} = \bar{K}_{\text{сегм}} H_{\text{л}}^{(30)} m_{30} / V_{\text{крс}}^{(30)}$
37.3	Третье приближение	$N_{\text{сегм}}^{(30)}$	кВт	$N_{\text{сегм}}^{(30)} = \bar{K}_{\text{сегм}} H_{\text{л}}^{(30)} m_{30} / V_{\text{крс}}^{(30)}$
38	Мощность РС при максимальном режиме			
38.1	Первое приближение	$N_0^{(30)}$	кВт	$N_0^{(30)} = G_0^{(30)} H_{0i}^{(30)} + (N_{\text{тр}}^{(30)} + N_{\text{в}}^{(30)} + N_{\text{сегм}}^{(30)})$
38.2	Второе приближение	$N_0^{(30)}$	кВт	$N_0^{(30)} = G_0^{(30)} H_{0i}^{(30)} + (N_{\text{тр}}^{(30)} + N_{\text{в}}^{(30)} + N_{\text{сегм}}^{(30)})$
38.3	Третье приближение	$N_0^{(30)}$	кВт	$N_0^{(30)} = G_0^{(30)} H_{0i}^{(30)} + (N_{\text{тр}}^{(30)} + N_{\text{в}}^{(30)} + N_{\text{сегм}}^{(30)})$
39	Раполагаемый теплоперепад РС при максимальном режиме			
39.1	Первое приближение	$H_{0,\text{рс}}^{(30)}$	кДж/кг	$H_{0,\text{рс}}^{(30)} = N_0^{(30)} / G_0^{(30)}$
39.2	Второе приближение	$H_{0,\text{рс}}^{(30)}$	кДж/кг	$H_{0,\text{рс}}^{(30)} = N_0^{(30)} / G_0^{(30)}$
39.3	Третье приближение	$H_{0,\text{рс}}^{(30)}$	кДж/кг	$H_{0,\text{рс}}^{(30)} = N_0^{(30)} / G_0^{(30)}$
40	Относительный внутренний КПД РС при максимальном режиме			
40.1	Первое приближение	$\eta_{0i,\text{рс}}^{(30)}$	—	$\eta_{0i,\text{рс}}^{(30)} = H_{0i}^{(30)} / H_0^{(30)}$

Окончание табл. 4.3

1	2	3	4	5
40.2	Второе приближение	$\eta_{0i,pc}^{(30)}$	—	$\eta_{0i,pc}^{(30)} = H_{0i}^{(30)} / H_0^{(30)}$
40.3	Третье приближение	$\eta_{0i,pc}^{(30)}$	—	$\eta_{0i,pc}^{(30)} = H_{0i}^{(30)} / H_0^{(30)}$
41	Температурная поправка для КРС при максимальном режиме			
41.1	Первое приближение	$\theta_{30}^{(1)}$	—	$\theta_{30}^{(1)} = 1$
41.2	Второе приближение	$\theta_{30}^{(2)}$	—	$\theta_{30}^{(1)} = P_{pc}^{(30)} V_{pc}^{(30)} / (P_{pc}^H V_{pc}^H)$
41.3	Третье приближение	$\theta_{30}^{(3)}$	—	$\theta_{30}^{(1)} = P_{pc}^{(30)} V_{pc}^{(30)} / (P_{pc}^H V_{pc}^H)$
Если $ABS(\theta_{30}^{(1)} - \theta_{30}^{(2)}) \leq 0,001$, то расчет заканчивается; в противном случае производится расчет следующего приближения начиная с п. 9 этой таблицы				
42	Температура пара в КРС при максимальном режиме	$T_{крс}^{(30)}$	К	$wspTPH(P_{pc}^{(30)}, h_{крс}^{(30)})$
43	Температура пара в КРС при переменном режиме	$T_{крс}^H$	К	$wspTPH(P_c^H, h_{крс}^H)$
44	Поправка на изменение температуры в КРС при режиме 10	$\theta_{30}^{(3)}$	—	$\theta_{30}^{(3)} = \sqrt{\frac{T_{pc}^{(30)}}{T_{pc}^H}}$

Алгоритм расчета режимов с полностью открытыми клапанами в обобщенном виде приведен в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Алгоритм расчета характеристик переменного режима РС с полностью открытыми РК

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Способ определения
1	2	3	4	5
1	Количество РК, открытых полностью	j	—	$j = j$
2	Количество РК, открытых частично	y	—	0

Продолжение табл. 4.4

1	2	3	4	5
3	Индекс переменного режима	$j0$	—	$j0$
4	Параметры свежего пара			
4.1	Давление	p_0	МПа	См. табл. 3.1
4.2	Энтальпия	h_0	кДж/кг	См. табл. 3.1
4.3	Показатель адиабаты	k	—	См. табл. 3.1
4.4	Комплекс	Q	кДж/кг	См. табл. 3.1
4.5	Параметр	r	—	См. табл. 3.1
4.6	Долевой расход пара при режиме $j0$	q_{j0}	—	Задано
5	Давление пара в камере РС при номинальном режиме	$p_{\text{крс}}^{\text{н}}$	МПа	См. табл. 3.2
6	Расход свежего пара при номинальном режиме	$G_0^{\text{н}}$	кг/с	См. табл. 3.2
7	Расход пара при режиме $j0$	$G_0^{(j0)}$	кг/с	Задано
8	Давление пара перед соплами группы при режиме $j0$	$p_c^{(j0)}$	МПа	$p_c^{(j0)} = p_0 (1,0 - 0,05 q_{j0}^2)$
9	Температурная поправка в КРС при режиме $j0$	θ_{j0}	—	$\theta_{j0} = 1$
10	Давление пара в КРС при режиме $j0$	$p_{\text{крс}}^{(j0)}$	МПа	$p_{\text{крс}}^{(j0)} = p_{\text{крс}}^{\text{н}} \frac{G_0^{(j0)}}{G_0^{\text{н}}} \sqrt{\theta_{j0}}$
11	Отношение давлений	$\varepsilon_{\text{рс}}^{(j0)}$	—	$\varepsilon_{\text{рс}}^{(j0)} = \frac{p_{\text{крс}}^{(j0)}}{p_c^{(j0)}} \frac{G_0^{(j0)}}{G_0^{\text{н}}} \sqrt{\theta_{j0}}$
12	Показатель адиабаты	k_1	—	wspКРН ($p_c^{(j0)}, h_0$)
13	Параметр, используемый в расчетах теплоперепадов	r	—	$r = (k_1 - 1)/k_1$
14	Приведенный коэффициент	Q	кДж/кг	$Q = 1000 p_0^{\text{н}} V_0^{\text{н}} / r$

Продолжение табл. 4.4

1	2	3	4	5
15	Располагаемый теплоперепад РС при режиме $j0$	$(H'_0)^{(j0)}$	кДж/кг	$(H'_0)^{(j0)} = Q \left[1 - \left(\frac{p_{\text{крс}}^{(j0)}}{p_0^{(j0)}} \right)^r \right]$
16	Фиктивная скорость	$c_\phi^{(j0)}$	м/с	$c_\phi^{(j0)} = \sqrt{2000(H'_0)^{(j0)}}$
17	Число сопл при режиме $j0$	z_{j0}	шт.	Задано
18	Шаг сопловых лопаток	t_1	м	См. табл. 3.1
19	Средний диаметр ступени	$D_{\text{ср}}$	м	См. табл. 3.1
20	Окружная скорость на среднем диаметре РС	u	м/с	См. табл. 3.1
21	Характеристика ступени при режиме $j0$	$X_\phi^{(j0)}$	—	$X_\phi^{(j0)} = u/c_\phi^{(j0)}$
22	Оптимальная характеристика РС $X_\phi^{\text{опт}}$	$X_\phi^{\text{опт}}$	—	См. табл. 3.1
23	Максимальное значение относительного внутреннего КПД РС	η_{0i}^{max}	—	См. табл. 3.1
24	Характеристика ступени при режиме $j0$	$\bar{X}_\phi^{(j0)}$	—	$\bar{X}_\phi^{(j0)} = X_\phi^{(j0)} / X_\phi^{\text{опт}}$
25	Относительное значение относительного внутреннего КПД при режиме $j0$	$\bar{\eta}_{0i}^{(j0)}$	—	$\bar{\eta}_{0i}^{(j0)} = \bar{X}_\phi^{(j0)} \left(2,1 - 1,19 \bar{X}_\phi^{(j0)} + 0,09 (\bar{X}_\phi^{(j0)})^2 \right)$
26	Относительный внутренний КПД РС при режиме $j0$	$\eta_{0i}^{(j0)}$	—	$\eta_{0i}^{(j0)} = \bar{\eta}_{0i}^{(j0)} \eta_{0i}^{\text{max}}$
27	Использованный теплоперепад РС при режиме $j0$	$H_{0i}^{(j0)}$	кДж/кг	$H_{0i}^{(j0)} = (H'_0)^{(j0)} \eta_{0i}^{(j0)}$
28	Энтальпия пара в КРС при режиме $j0$	$h_{\text{крс}}^{(j0)}$	кДж/кг	$h_{\text{крс}}^{(j0)} = h_0 - H_{0i}^{(j0)}$

Продолжение табл. 4.4

1	2	3	4	5
29	Удельный объем пара в КРС при режиме $j0$	$V_{\text{крс}}^{(j0)}$	м ³ /кг	$wspVPH(p_{\text{крс}}^{(j0)}, h_{\text{крс}}^{(j0)})$
30	Коэффициент потерь на трение	$\bar{K}_{\text{тр}}$	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	См. табл. 3.1
31	Потери мощности на трение при режиме $j0$	$N_{\text{тр}}^{(j0)}$	кВт	$N_{\text{тр}}^{(j0)} = \bar{K}_{\text{тр}} / V_{\text{крс}}^{(j0)}$
32	Приведенный коэффициент для потерь мощности на вентиляцию	$\bar{K}_{\text{в}}$	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	См. табл. 3.1
33	Парциальность при режиме $j0$	$e^{(j0)}$	—	Задано
34	Затраты мощности на вентиляцию при режиме $j0$	$N_{\text{в}}^{(j0)}$	кВт	$N_{\text{в}}^{(j0)} = \bar{K}_{\text{в}} (1 - e^{(j0)}) / V_{\text{крс}}^{(j0)}$
35	Число сопловых сегментов, находящихся в работе при режиме $j0$	m_{j0}	шт.	Задано
36	Коэффициент сегментных потерь	$\bar{K}_{\text{сегм}}$	$\frac{\text{кВт} \cdot \text{м}^3}{\text{кДж}}$	См. табл. 3.1
37	Сегментные потери мощности РС при режиме $j0$	$N_{\text{сегм}}^{(j0)}$	кВт	$N_{\text{сегм}}^{(j0)} = \bar{K}_{\text{сегм}} H_{0i}^{(j0)} m_{j0} / V_{\text{крс}}^{(j0)}$
38	Уточнение значения мощности РС при режиме $j0$	$N_0^{(j0)}$	кВт	$N_0^{(j0)} = G_0^{(j0)} H_{0i}^{(j0)} + (N_{\text{тр}}^{(j0)} + N_{\text{в}}^{(j0)} + N_{\text{сегм}}^{(j0)})$
39	Уточнение значения располагаемого теплоперепада РС при режиме $j0$	$H_{0,\text{pc}}^{(j0)}$	кДж/кг	$H_{0,\text{pc}}^{(j0)} = N_0^{(j0)} / G_0^{(j0)}$
40	Уточнение значения относительного внутреннего КПД РС при режиме $j0$	$\eta_{0i,\text{pc}}^{(j0)}$	—	$\eta_{0i,\text{pc}}^{(j0)} = H_{0i}^{(j0)} / H_{0,\text{pc}}^{(j0)}$
41	Произведение pV при режиме $j0$	$p_{\text{крс}}^{(j0)} V_{\text{крс}}^{(j0)}$	$\frac{\text{МПа} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	$p_{\text{крс}}^{(j0)} V_{\text{крс}}^{(j0)} = p_{\text{крс}}^{(j0)} V_{\text{крс}}^{(j0)}$

Окончание табл. 4.4

1	2	3	4	5
42	Произведение $P_{\text{pc}} V_{\text{pc}}$ для номинального режима	$P_{\text{pc}}^{\text{H}} V_{\text{pc}}^{\text{H}}$	$\frac{\text{МПа} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}}$	См. табл. 3.1
43	Температурная по- правка в КРС при режиме $j0$	$\theta_{j0}^{(1)}$	—	$\theta_{j0}^{(1)} = p_{\text{крс}}^{(j0)} V_{\text{крс}}^{(j0)} / (P_{\text{pc}}^{\text{H}} V_{\text{pc}}^{\text{H}})$
Если $ABS(\theta_{j0} - \theta_{j0}^{(1)}) \leq 0,001$, то расчет заканчивается; в противном случае производится расчет следующего приближения начиная с п. 7 этой таблицы				
44	Температура пара в КРС при режи- ме $j0$	$T_{\text{крс}}^{(j0)}$	К	$\text{wspTPH}(p_{\text{крс}}^{(j0)}, h_{\text{крс}}^{(j0)})$
45	Температура пара в КРС при номи- нальном режиме	$T_{\text{крс}}^{\text{H}}$	К	$\text{wspTPH}(p_{\text{крс}}^{\text{H}}, h_{\text{крс}}^{\text{H}})$
46	Температурная по- правка в КРС при режиме $j0$	$\theta_{j0}^{(1)}$	—	$\theta_{j0}^{(1)} = \sqrt{\frac{T_{\text{крс}}^{(j0)}}{T_{\text{крс}}^{\text{H}}}}$

По результатам расчета строят кусочно-линейную зависимость, характеризующую изменение отношения $\theta_{\text{pc}}^{(i)} = (P_{\text{pc}}^{(i)} V_{\text{pc}}^{(i)}) / (P_{\text{pc}}^{\text{H}} V_{\text{pc}}^{\text{H}})$ от расхода пара в ЦВД по окончательному приближению. В пределах расходов пара от 0 до G_0^{10} включительно величина $\theta_{\text{pc}}^{(i)}$ принимается постоянной.

5. Расчет переменных режимов регулирующей ступени с частично открытым регулирующим клапаном паротурбинной установки

Для выполнения расчетов выбирают переменные режимы, в число которых входят режимы с частично открытыми клапанами, — по меньшей мере, по одной точке между двумя положениями полностью открытых клапанов ($j1$):

- при $j1 = 01$ открыт частично 1 клапан РК-1, а клапаны РК-2, РК-3 закрыты;
- при $j1 = 11$ открыт полностью 1 клапан РК-1, открыт частично 1 клапан РК-2, а РК-3 закрыт;
- при $jy = JY$ открыто полностью J клапанов, открыто частично Y клапанов, расход свежего задан G_0^{jy} .

Процесс расширения пара в РС с СПР показан на рис. 1.8. Алгоритм расчетов приведен в табл. 5.1–5.3.

Таблица 5.1

Расчет характеристик режима РС с частично открытым клапаном РК-1

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Способ определения
1	2	3	4	5
1	Количество РК, открытых полностью	j	—	0
2	Количество РК, открытых частично	y	—	1
3	Индекс переменного режима	jy	—	01
4	Параметры свежего пара			
4.1	Давление	p_0	МПа	См. табл. 3.1
4.2	Энтальпия	h_0	кДж/кг	См. табл. 3.1

Продолжение табл. 5.1

1	2	3	4	5
4.3	Удельный объем свежего пара	V_0	м ³ /кг	См. табл. 3.1
5	Расход свежего пара при номинальном режиме	G_0^H	кг/с	См. табл. 3.1
6	Давление пара в камере РС при номинальном режиме	$p_{крс}^H$	МПа	См. табл. 2.1
7	Расход пара при режиме 01	$G_0^{(01)}$	кг/с	$G_0^{(01)} = 0,5G_0^{(10)}$
8	Температурная поправка в КРС при режиме 01	$\theta_{крс}^{(01)}$	—	$\theta_{крс}^{(01)} = \theta_{крс}^{(10)}$
9	Давление пара перед соплами потока Б при режиме 01	$p_{с,Б}^{(01)}$	МПа	$p_{с,Б}^{(01)} = p_0^{(10)} \frac{G_0^{(01)}}{G_0^{(10)}} \sqrt{\theta_{крс}^{(01)}}$
10	Удельный объем пара перед РС при режиме 01	$V_{с,Б}^{(01)}$	м ³ /кг	wspVRH ($p_{с,Б}^{(01)}, h_0^{(01)}$)
11	Долевой расход пара при режиме 01	\tilde{q}_{01}	—	$\tilde{q}_{01} = G_0^{(01)} / G_0^H$
12	Давление пара в КРС при режиме 01	$p_{крс}^{(01)}$	МПа	$p_{крс}^{(01)} = p_{крс}^H \frac{G_0^{(01)}}{G_0^H} \sqrt{\theta_{рс}^{(01)}}$
13	Отношение давлений при режиме 01	$\varepsilon_B^{(01)}$	—	$\varepsilon_B^{(01)} = p_{крс}^{(01)} / p_{с,Б}^{(01)}$
14	Число сопл, в которых расширяется пар при режиме 10	z_{10}	шт.	См. табл. 3.3
15	Число сопл, в которых расширяется пар при номинальном режиме	z_{20}	шт.	См. табл. 3.1
16	Число сопл, в которых дросселируется пар потока Б при режиме 01	Δz_2	шт.	$\Delta z_2 = z_{20} - z_{10}$
17	Расход пара для потока Б при режиме 01	$G_{0,Б}^{(01)}$	кг/с	$G_{0,Б}^{(01)} = G_0^{(01)}$

Продолжение табл. 5.1

1	2	3	4	5
18	Показатель адиабаты для потока Б при режиме 01	k_B	—	$wsp_{KPH}(p_0, h_0)$
19	Параметр, используемый в расчетах тепловых перепадов для потока Б при режиме 01	r_B	—	$r_B = \frac{k_B - 1}{k_B}$
20	Критическое отношение давлений для РС для потока Б при режиме 01	$\varepsilon_{кр,Б}^{(01)}$	—	$\varepsilon_{кр,Б}^{(01)} = \left(\frac{2}{k_B + 1} \right)^{\frac{k_B}{k_B - 1}}$
21	Уточненная парциальность при режиме 10	$e^{(10)}$	—	См. табл. 3.3
22	Площадь сопловой решетки без учета парциальности	F_{Π}	m^2	См. табл. 2.3
23	Критический расход пара, соответствующий полному открытию клапана РК-1	$G_{кр}^{(10)}$	кг/с	$G_{кр}^{(10)} = F_{\Pi} e^{(10)} \times$ $\times \sqrt{\frac{p_{с,Б}^{(01)}}{V_{с,Б}^{(01)}} \left(\frac{2k_B}{k_B - 1} \right) \left(\varepsilon_{кр,Б}^{(01) \frac{2}{k_B}} - \varepsilon_{кр,Б}^{(01) \frac{k_B + 1}{k_B}} \right)}$
24	Приведенный коэффициент для потока Б при режиме 01	Q_B	кДж/кг	$Q_B = 1000 p_0^H V_0^H / r_B$
25	Коэффициент Бендемана для потока Б при режиме 01	$B_B^{(01)}$	—	$B_B^{(01)} = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon_B^{(01)} - \varepsilon_{кр,Б}^{(01)})^2}{(1 - \varepsilon_{кр,Б}^{(01)})^2}}$ Если $\varepsilon_B^{(01)} < \varepsilon_{кр,Б}^{(01)}$, то $B_B^{(01)} = 1$
26	Располагаемый тепловой перепад при расширении пара при режиме 01 для потока Б	$(H'_0)^{(01)}_B$	кДж/кг	$(H'_0)^{(01)}_B = Q_B \left(1 - (\varepsilon_B^{(01)})^{r_B} \right)$
27	Фиктивная скорость при режиме 01 для потока Б	$c_{ф,Б}^{(01)}$	м/с	$c_{ф,Б}^{(01)} = \sqrt{2000 (H'_0)^{(01)}_B}$
28	Характеристика РС при режиме 01 для потока Б	$X_{ф,Б}^{(01)}$	—	$X_{ф,Б}^{(01)} = u / c_{ф,Б}^{(01)}$

Продолжение табл. 5.1

1	2	3	4	5
29	Оптимальное значение характеристики РС	$X_{\phi}^{\text{опт}}$	—	См. табл. 3.1
30	Относительное значение характеристики РС при режиме 01 для потока Б	$\bar{X}_{\phi, \text{Б}}^{(01)}$	—	$\bar{X}_{\phi, \text{Б}}^{(01)} = X_{\phi, \text{Б}}^{(01)} / X_{\phi}^{\text{опт}}$
31	Относительная величина относительно внутреннего КПД при режиме 01 для потока Б	$\bar{\eta}_{0i, \text{Б}}^{(01)}$	—	$\bar{\eta}_{0i, \text{Б}}^{(01)} = \bar{X}_{\phi, \text{Б}}^{(01)} (2,1 - 1,19 \bar{X}_{\phi, \text{Б}}^{(01)} + 0,09 (\bar{X}_{\phi, \text{Б}}^{(01)})^2)$
32	Максимальное значение относительного внутреннего КПД	η_{0i}^{max}	—	См. табл. 3.1
33	Относительный внутренний КПД при режиме 01 для потока Б	$\eta_{0i, \text{Б}}^{(01)}$	—	$\eta_{0i, \text{Б}}^{(01)} = \bar{\eta}_{0i, \text{Б}}^{(01)} \eta_{0i}^{\text{max}}$
34	Темпероперепад, использованный в РС при режиме 01 для потока Б	$H_{0i, \text{Б}}^{(01)}$	кДж/кг	$H_{0i, \text{Б}}^{(01)} = (H'_0)^{(01)}_{\text{Б}} \eta_{0i, \text{Б}}^{(01)}$
35	Энтальпия пара в КРС при режиме 01	$h_{\text{крс}}^{(01)}$	кДж/кг	$h_{\text{крс}}^{(01)} = h_0 - H_{0i, \text{Б}}^{(01)}$
36	Удельный объем пара в КРС при режиме 01	$V_{\text{крс}}^{(01)}$	м ³ /кг	$\text{wspVPH} (P_{\text{крс}}^{(01)}, h_{\text{крс}}^{(01)})$
37	Потери мощности на трение при режиме 01	$N_{\text{тр}}^{(11)}$	кВт	$N_{\text{тр}}^{(01)} = \bar{K}_{\text{тр}} / V_{\text{крс}}^{(01)}$
38	Число сопловых сегментов, через которые подводится пар при режиме 01	m_{01}	—	$m_{01} = m_{10}$
39	Сегментные потери мощности при режиме 01	$N_{\text{сегм}}^{(01)}$	кВт	$N_{\text{сегм}}^{(01)} = \frac{\bar{K}_{\text{сегм}} H_{0i}^{(01)} m_{01}}{V_{\text{крс}}^{(01)}}$
40	Потери мощности на вентиляцию в РС при режиме 01	$N_{\text{в}}^{(01)}$	кВт	$N_{\text{в}}^{(01)} = \frac{\bar{K}_{\text{в}} (1 - e_{01})}{V_{\text{крс}}^{(01)}}$

Окончание табл. 5.1

1	2	3	4	5
41	Уточнение значения мощности РС при режиме 01	$N_{0,pc}^{(01)}$	кВт	$N_{0,pc}^{(01)} = G_0^{(01)} H_{0i}^{(01)} + (N_{тр}^{(01)} + N_{в}^{(01)} + N_{сегм}^{(01)})$
42	Уточнение значения располагаемого теплоперепада в РС при режиме 01	$H_{0,pc}^{(01)}$	кДж/кг	$H_{0,pc}^{(01)} = N_{0,pc}^{(01)} / G_0^{(01)}$
43	Уточнение значения относительного внутреннего КПД РС при режиме 01	$\eta_{0i,pc}^{(01)}$	—	$\eta_{0i,pc}^{(01)} = H_{0i,pc}^{(01)} / H_{0,pc}^{(01)}$

Таблица 5.2

Определение характеристик режима 11 РС с частично открытым клапаном РК-2

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Способ определения
1	2	3	4	5
1	Количество РК, открытых полностью	j	—	1
2	Количество РК, открытых частично	y	—	1
3	Индекс переменного режима	jy	—	11
4	Параметры свежего пара			
4.1	Давление	p_0	МПа	См. табл. 3.1
4.2	Энтальпия	h_0	кДж/кг	См. табл. 3.1
4.3	Удельный объем	V_0	м ³ /кг	См. табл. 3.1
5	Номинальный расход свежего пара	G_0^H	кг/с	См. табл. 3.2
6	Давление пара в КРС при номинальном режиме	$p_{крс}^H$	МПа	См. табл. 3.2
7	Расход пара при режиме 10	$G_0^{(10)}$	кг/с	См. табл. 3.3
8	Давление пара в КРС при режиме 10	$p_{крс}^{(10)}$	МПа	См. табл. 3.3

Продолжение табл. 5.2

1	2	3	4	5
9	Коэффициент Бендемана для режима 10	$B^{(10)}$	—	См. табл. 3.3
10	Расход пара при режиме 11	$G_0^{(11)}$	кг/с	$G_{\text{pc}}^{(11)} = 0,5(G_{\text{pc}}^{(10)} + G_{\text{pc}}^{(20)})$
11	Долевой расход пара при режиме 11	\tilde{q}_{11}	—	$\tilde{q}_{11} = G_0^{(11)} / G_0^{\text{H}}$
12	Температурная поправка в КРС при режиме 11	$\theta_{\text{pc}}^{(11)}$	—	$\theta_{\text{pc}}^{(11)} = 0,5(\theta_{\text{pc}}^{(10)} + \theta_{\text{pc}}^{(20)})$
13	Давление пара в КРС при режиме 11	$p_{\text{крс}}^{(11)}$	МПа	$p_{\text{крс}}^{(11)} = p_{\text{крс}}^{\text{H}} \frac{G_0^{(11)}}{G_0^{\text{H}}} \sqrt{\theta_{\text{pc}}^{(11)}}$
14	Давление пара перед соплами потока А при режиме 11	$p_{\text{с,А}}^{(11)}$	МПа	$p_{\text{с,А}}^{(11)} = p_0(1,0 - 0,05\tilde{q}_{11}^2)$
15	Показатель адиабаты для потока А при режиме 11	$k_{\text{А}}$	—	$\text{wspКРН}(p_{\text{с,А}}^{(11)}, h_0)$
16	Параметр, используемый в расчетах теплоперепадов для потока Б при режиме 11	$r_{\text{А}}$	—	$r_{\text{А}} = \frac{k_{\text{А}} - 1}{k_{\text{А}}}$
17	Критическое отношение давлений в РС для потока А при режиме 11	$\varepsilon_{\text{кр,А}}^{(11)}$	—	$\varepsilon_{\text{кр,А}}^{(11)} = \left(\frac{2}{k_{\text{А}} + 1} \right)^{\frac{k_{\text{А}}}{k_{\text{А}} - 1}}$
18	Приведенный коэффициент для потока А при режиме 11	$Q_{\text{А}}$	кДж/кг	$Q_{\text{А}} = \frac{1000 p_0^{\text{H}} V_0^{\text{H}}}{r_{\text{А}}}$
19	Отношение давления для потока А при режиме 11	$\varepsilon_{\text{А}}^{(11)}$	—	$\varepsilon_{\text{А}}^{(11)} = p_{\text{крс}}^{(11)} / p_{\text{с,А}}^{(11)}$
20	Коэффициент Бендемана для потока А при режиме 11	$B_{\text{А}}^{(11)}$	—	$B_{\text{А}}^{(11)} = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon_{\text{А}}^{(11)} - \varepsilon_{\text{кр,А}}^{(11)})^2}{(1 - \varepsilon_{\text{кр,А}}^{(11)})^2}}$ Если $\varepsilon_{\text{А}}^{(10)} < \varepsilon_{\text{кр,А}}^{(10)}$, то $B_{\text{А}}^{(11)} = 1$
21	Расход пара для потока А при режиме 11	$G_{0,\text{А}}^{(11)}$	кг/с	$G_{0,\text{А}}^{(11)} = G_0^{(10)} \frac{B_{\text{А}}^{(11)}}{B^{(10)}} \frac{P_{\text{крс}}^{(11)}}{P_{\text{крс}}^{(10)}}$
22	Число сопел для потока А при режиме 11	z_{10}	шт.	См. табл. 3.3

Продолжение табл. 5.2

1	2	3	4	5
23	Число сопл в номинальном режиме	z_{20}	шт.	См. табл. 3.2
24	Число сопл для потока Б при режиме 11	Δz_{11}	шт.	$\Delta z_{11} = z_{20} - z_{10}$
25	Расход пара для потока Б при режиме 11	$G_{0,Б}^{(11)}$	кг/с	$G_{0,Б}^{(11)} = G_0^{(11)} - G_{0,А}^{(11)}$
26	Коэффициент Бендемана для потока Б при режиме 11	$B_Б^{(11)}$	—	$B_Б^{(11)} = \frac{G_Б^{(11)}}{G_А^{(11)}} \frac{z_{10}}{\Delta z_{11}} B_А^{(11)}$
27	Показатель адиабаты для потока Б при режиме 11	$k_Б$	—	wspKPH (p_0, h_0)
28	Параметр, используемый в расчетах теплоперепадов для потока Б при режиме 11	$r_Б$	—	$r_Б = \frac{k_Б - 1}{k_Б}$
29	Критическое отношение давлений для потока Б при режиме 11	$\varepsilon_{кр,Б}^{(11)}$		$\varepsilon_{кр,Б}^{(11)} = \left(\frac{2}{k_Б + 1} \right)^{\frac{k_Б}{k_Б - 1}}$
30	Приведенный коэффициент для потока Б при режиме 11	$Q_Б$	кДж/кг	$Q_Б = \frac{1000 p_0^H V_0^H}{r_Б}$
31	Отношение давления для потока А при режиме 11	$\varepsilon_А^{(11)}$	—	$\varepsilon_А^{(11)} = p_{крс}^{(11)} / p_{с,А}^{(11)}$
32	Отношение давлений для потока Б при режиме 11	$\varepsilon_Б^{(11)}$	—	$\varepsilon_Б^{(11)} = \varepsilon_{кр,Б}^{(11)} + (1 - \varepsilon_{кр,Б}^{(11)}) \sqrt{1 - (B_Б^{(11)})^2}$
33	Давление пара перед соплами потока Б при режиме 11	$p_{с,Б}^{(11)}$	МПа	$p_{с,Б}^{(11)} = p_{крс}^{(11)} / \varepsilon_Б^{(11)}$
34	Располагаемый теплоперепад при режиме 11			
34.1	Для потока А	$(H'_0)_А^{(11)}$	кДж/кг	$(H'_0)_А^{(11)} = Q_А \left(1 - (\varepsilon_А^{(11)})^{r_А} \right)$
34.2	Для потока Б	$(H'_0)_Б^{(11)}$	кДж/кг	$(H'_0)_Б^{(11)} = Q_Б \left(1 - (\varepsilon_Б^{(11)})^{r_Б} \right)$
35	Фиктивная скорость при режиме 11			
35.1	Для потока А	$c_{ф,А}^{(11)}$	м/с	$c_{ф,А}^{(11)} = \sqrt{2000 (H'_0)_А^{(11)}}$

Продолжение табл. 5.2

1	2	3	4	5
35.2	Для потока Б	$c_{\phi,Б}^{(11)}$	м/с	$c_{\phi,Б}^{(11)} = \sqrt{2000(H'_0)^{(11)}_Б}$
36	Характеристика РС при режиме 11			
36.1	Для потока А	$X_{\phi,А}^{(11)}$	—	$X_{\phi,А}^{(11)} = u/c_{\phi,А}^{(11)}$
36.2	Для потока Б	$X_{\phi,Б}^{(11)}$	—	$X_{\phi,Б}^{(11)} = u/c_{\phi,Б}^{(11)}$
37	Оптимальное значение характеристики РС	X_{ϕ}^{opt}	—	См. табл. 3.1
38	Относительное значение характеристики РС при режиме 11			
38.1	Для потока А	$\bar{X}_{\phi,А}^{(11)}$	—	$\bar{X}_{\phi,А}^{(11)} = X_{\phi,А}^{(11)} / X_{\phi}^{opt}$
38.2	Для потока Б	$\bar{X}_{\phi,Б}^{(11)}$	—	$\bar{X}_{\phi,Б}^{(11)} = X_{\phi,Б}^{(11)} / X_{\phi}^{opt}$
39	Относительная величина относительного внутреннего КПД при режиме 11			
39.1	Для потока А	$\bar{\eta}_{0i,А}^{(11)}$	—	$\bar{\eta}_{0i,А}^{(11)} = \bar{X}_{\phi,А}^{(11)} (2,1 - 1,19 \bar{X}_{\phi,А}^{(11)} + 0,09 (\bar{X}_{\phi,А}^{(11)})^2)$
39.2	Для потока Б	$\bar{\eta}_{0i,Б}^{(11)}$	—	$\bar{\eta}_{0i,Б}^{(11)} = \bar{X}_{\phi,Б}^{(11)} (2,1 - 1,19 \bar{X}_{\phi,Б}^{(11)} + 0,09 (\bar{X}_{\phi,Б}^{(11)})^2)$
40	Максимальное значение относительного внутреннего КПД	η_{0i}^{max}	—	См. табл. 3.1
41	Относительный внутренний КПД при режиме 11			
41.1	Для потока А	$\eta_{0i,А}^{(11)}$	—	$\eta_{0i,А}^{(11)} = \bar{\eta}_{0i,А}^{(11)} \eta_{0i}^{max}$
41.2	Для потока Б	$\eta_{0i,Б}^{(11)}$	—	$\eta_{0i,Б}^{(11)} = \bar{\eta}_{0i,Б}^{(11)} \eta_{0i}^{max}$
42	Теплоперепад, использованный в РС при режиме 11			
42.1	Для потока А	$H_{0i,А}^{(11)}$	кДж/кг	$H_{0i,А}^{(11)} = (H'_0)^{(11)}_А \eta_{0i,А}^{(11)}$
42.2	Для потока Б	$H_{0i,Б}^{(11)}$	кДж/кг	$H_{0i,Б}^{(11)} = (H'_0)^{(11)}_Б \eta_{0i,Б}^{(11)}$
43	Теплоперепад, использованный в РС при режиме 11	$H_{0i,см}^{(11)}$	кДж/кг	$H_{0i,см}^{(11)} = \frac{G_{0,А}^{(11)}}{G_0^{(11)}} H_{0i,А}^{(11)} + \frac{G_{0,Б}^{(11)}}{G_0^{(11)}} H_{0i,Б}^{(11)}$
44	Энтальпия пара смеси в КРС при режиме 11	$h_{крс}^{(11)}$	кДж/кг	$h_{крс}^{(11)} = h_0 - H_{0i,см}^{(11)}$
45	Удельный объем пара смеси в КРС при режиме 11	$V_{крс}^{(11)}$	м ³ /кг	$wspVPH(p_{крс}^{(11)}, h_{крс}^{(11)})$

Окончание табл. 5.2

1	2	3	4	5
46	Потери мощности на трение при режиме 11	$N_{\text{тр}}^{(11)}$	кВт	$N_{\text{тр}}^{(11)} = \bar{K}_{\text{тр}} / V_{\text{крс}}^{(11)}$
47	Уточненная парциальность при номинальном режиме	$e^{(20)}$	—	См. табл. 3.2
48	Число сопловых сегментов, через которые подводится пар при режиме 11	m_{11}	—	Задано
49	Сегментные потери мощности при режиме 11	$N_{\text{сегм}}^{(11)}$	кВт	$N_{\text{сегм}}^{(11)} = \frac{\bar{K}_{\text{сегм}} H_{0i,\text{см}}^{(11)} m_{11}}{V_{\text{крс}}^{(11)}}$
50	Потери мощности на вентиляцию в РС при режиме 11	$N_{\text{в}}^{(11)}$	кВт	$N_{\text{в}}^{(11)} = \frac{\bar{K}_{\text{в}} (1 - e^{(20)})}{V_{\text{крс}}^{(11)}}$
51	Уточнение значения мощности РС при режиме 11	$N_{0,\text{рс}}^{(11)}$	кВт	$N_{0,\text{рс}}^{(11)} = G_0^{(11)} H_{0i,\text{см}}^{(11)} + (N_{\text{тр}}^{(11)} + N_{\text{в}}^{(11)} + N_{\text{сегм}}^{(11)})$
52	Уточнение значения располагаемого теплоперепада в РС при режиме 11	$H_{0,\text{рс}}^{(11)}$	кДж/кг	$H_{0,\text{рс}}^{(11)} = N_{0,\text{рс}}^{(11)} / G_0^{(11)}$
53	Уточнение значения относительного внутреннего КПД РС при режиме 11	$\eta_{0i,\text{рс}}^{(11)}$	—	$\eta_{0i,\text{рс}}^{(11)} = H_{0i,\text{рс}}^{(11)} / H_{0,\text{рс}}^{(11)}$
54	Расход пара при режиме 11			
54.1	Через РК-1	$G_{0,\text{I}}^{(11)}$	кг/с	$G_{0,\text{I}}^{(11)} = G_{0,\text{A}}^{(11)}$
54.2	Через РК-2	$G_{0,\text{II}}^{(11)}$	кг/с	$G_{0,\text{II}}^{(11)} = G_{0,\text{B}}^{(11)}$

Таблица 5.3

**Алгоритм расчета характеристик переменного режима РС
с частично открытым клапаном РК-У**

№ п/п	Параметр	Обо- значе- ние	Раз- мер- ность	Способ определения
1	2	3	4	5
1	Количество РК, от- крытых полностью	j	—	j
2	Количество РК, от- крытых частично	y	—	1
3	Индекс переменного режима	jy	—	$j1$
4	Параметры свежего пара			
4.1	Давление	p_0	МПа	См. табл. 3.1
4.2	Энтальпия	h_0	кДж/кг	См. табл. 3.1
4.3	Удельный объем	V_0	м ³ /кг	См. табл. 3.1
5	Номинальный расход свежего пара	G_0^H	кг/с	См. табл. 3.1
6	Критический расход пара при полном от- крытии всех РК	$G_{кр}^M$	кг/с	См. табл. 3.1
7	Давление пара в КРС в номинальном ре- жиме	$p_{крс}^H$	МПа	См. табл. 3.1
8	Расход пара при ре- жиме $j1$	$G_0^{(jy)}$	кг/с	Задано
9	Давление пара в КРС при режиме $(j-1)0$	$p_{крс}^{((j-1)0)}$	МПа	Задано
10	Коэффициент Бендемана при режиме $(j-1)0$	$B^{((j-1)0)}$	—	Задано
11	Расход пара при ре- жиме jy	$G_0^{(j1)}$	кг/с	$G_0^{(j1)} = 0,5 (G_0^{((j-1)0)} + G_0^{(j0)})$
12	Долевой расход пара при режиме $j1$	\tilde{q}_{j1}	—	$\tilde{q}_{j1} = G_0^{(j1)} / G_0^H$
13	Температурная по- правка в КРС при ре- жиме $j1$	$\theta_{рс}^{(j1)}$	—	$\theta_{рс}^{(j1)} = 0,5(\theta_{рс}^{((j-1)0)} + \theta_{рс}^{(j0)})$
14	Давление пара в КРС при режиме $j1$	$p_{крс}^{(j1)}$	МПа	$p_{крс}^{(j1)} = p_{крс}^H \tilde{q}_{j1} \sqrt{\theta_{рс}^{(j1)}}$

Продолжение табл. 5.3

1	2	3	4	5
15	Давление пара перед соплами потока А при режиме $j1$	$p_{c,A}^{(j1)}$	МПа	$p_{c,A}^{(j1)} = p_0 \left(1,0 - 0,05 \tilde{q}_{j1}^2 \right)$
16	Показатель адиабаты для потока А при режиме $j1$	k_A	—	$wspKPH(p_{c,A}^{(j1)}, h_0)$
17	Параметр, используемый в расчетах теплоперепадов для потока А при режиме $j1$	r_A	—	$r_A = \frac{k_A - 1}{k_A}$
18	Критическое отношение давлений для РС для потока А при режиме $j1$	$\varepsilon_{кр,A}^{(j1)}$	—	$\varepsilon_{кр,A}^{(j1)} = \left(\frac{2}{k_A + 1} \right)^{\frac{k_A}{k_A - 1}}$
19	Приведенный коэффициент для потока А при режиме $j1$	Q_A	кДж/кг	$Q_A = \frac{1000 p_0^H V_0^H}{r_A}$
20	Отношение давления для потока А при режиме $j1$	$\varepsilon_A^{(j1)}$	—	$\varepsilon_A^{(j1)} = p_{крс}^{(j1)} / p_{c,A}^{(j1)}$
21	Коэффициент Бендемана для потока А при режиме $j1$	$B_A^{(j1)}$	—	$B_A^{(j1)} = \sqrt{1 - \frac{\left(\varepsilon_A^{(j1)} - \varepsilon_{кр,A}^{(j1)} \right)^2}{\left(1 - \varepsilon_{кр,A}^{(j1)} \right)^2}}.$ <p>Если $\varepsilon_A^{(j1)} < \varepsilon_{кр,A}^{(j1)}$, то $B_A^{(j1)} = 1$</p>
22	Расход пара для потока А при режиме $j1$	$G_{0,A}^{(j1)}$	кг/с	$G_{0,A}^{(j1)} = G_0^{((j-1)0)} \frac{B_A^{(j1)}}{B^{(j0)}} \frac{p_{крс}^{(j1)}}{p_{крс}^{(j0)}}$
23	Число сопл для потока А при режиме $j1$	$z_{(j-1)0}$	шт.	Задано
24	Число сопл в номинальном режиме	z_{20}	шт.	См. табл. 3.2
25	Число сопл для потока Б при режиме $j1$	Δz_{j1}	шт.	$\Delta z_{j1} = z_{20} - z_{(j-1)0}$
26	Расход пара для потока Б при режиме $j1$	$G_{0,B}^{(j1)}$	кг/с	$G_{0,B}^{(j1)} = G_0^{(j1)} - G_{0,A}^{(j1)}$
27	Коэффициент Бендемана для потока Б при режиме $j1$	$B_B^{(j1)}$	—	$B_B^{(j1)} = \frac{G_B^{(j1)}}{G_A^{(j1)}} \frac{z_{((j-1)0)}}{\Delta z_{j1}} B_A^{(j1)}$

Продолжение табл. 5.3

1	2	3	4	5
28	Показатель адиабаты для потока Б при режиме $j1$	k_B	—	$wsp_{KPH}(p_0, h_0)$
29	Параметр, используемый в расчетах теплоперепадов для потока Б при режиме $j1$	r_B	—	$r_B = \frac{k_B - 1}{k_B}$
30	Критическое отношение давлений для потока Б при режиме $j1$	$\varepsilon_{кр,Б}^{(j1)}$		$\varepsilon_{кр,Б}^{(j1)} = \left(\frac{2}{k_B + 1} \right)^{\frac{k_B}{k_B - 1}}$
31	Приведенный коэффициент для потока Б при режиме $j1$	Q_B	кДж/кг	$Q_B = \frac{1000 p_0^H V_0^H}{r_B}$
32	Отношение давлений для потока А при режиме $j1$	$\varepsilon_A^{(j1)}$	—	$\varepsilon_A^{(j1)} = p_{крс}^{(j1)} / p_{с,А}^{(j1)}$
33	Отношение давлений для потока Б при режиме $j1$	$\varepsilon_B^{(j1)}$	—	$\varepsilon_B^{(j1)} = \varepsilon_{кр,Б}^{(j1)} + (1 - \varepsilon_{кр,Б}^{(j1)}) \sqrt{1 - (B_B^{(j1)})^2}$
34	Давление пара перед соплами потока Б при режиме $j1$	$p_{с,Б}^{(j1)}$	МПа	$p_{с,Б}^{(j1)} = p_{крс}^{(j1)} / \varepsilon_B^{(j1)}$
35	Располагаемый теплоперепад при режиме $j1$			
35.1	Для потока А	$(H'_0)_A^{(j1)}$	кДж/кг	$(H'_0)_A^{(j1)} = Q_A \left(1 - (\varepsilon_A^{(j1)})^{r_A} \right)$
35.2	Для потока Б	$(H'_0)_B^{(j1)}$	кДж/кг	$(H'_0)_B^{(j1)} = Q_B \left(1 - (\varepsilon_B^{(j1)})^{r_B} \right)$
36	Фиктивная скорость при режиме $j1$			
36.1	Для потока А	$c_{ф,А}^{(j1)}$	м/с	$c_{ф,А}^{(j1)} = \sqrt{2000 (H'_0)_A^{(j1)}}$
36.2	Для потока Б	$c_{ф,Б}^{(j1)}$	м/с	$c_{ф,Б}^{(j1)} = \sqrt{2000 (H'_0)_B^{(j1)}}$
37	Характеристика РС при режиме $j1$			
37.1	Для потока А	$X_{ф,А}^{(j1)}$	—	$X_{ф,А}^{(j1)} = u / c_{ф,А}^{(j1)}$
37.2	Для потока Б	$X_{ф,Б}^{(j1)}$	—	$X_{ф,Б}^{(j1)} = u / c_{ф,Б}^{(j1)}$
38	Оптимальное значение характеристики РС	$X_{ф}^{опт}$	—	См. табл. 3.1

Продолжение табл. 5.3

1	2	3	4	5
39	Относительное значение характеристики РС при режиме $j1$			
39.1	Для потока А	$\bar{X}_{\phi, A}^{(j1)}$	—	$\bar{X}_{\phi, A}^{(j1)} = X_{\phi, A}^{(j1)} / X_{\phi}^{\text{опт}}$
39.2	Для потока Б	$\bar{X}_{\phi, B}^{(j1)}$	—	$\bar{X}_{\phi, B}^{(j1)} = X_{\phi, B}^{(j1)} / X_{\phi}^{\text{опт}}$
40	Относительная величина относительного внутреннего КПД при режиме $j1$			
40.1	Для потока А	$\bar{\eta}_{0i, A}^{(j1)}$	—	$\bar{\eta}_{0i, A}^{(j1)} = \bar{X}_{\phi, A}^{(j1)} (2,1 - 1,19 \bar{X}_{\phi, A}^{(j1)} + 0,09 (\bar{X}_{\phi, A}^{(j1)})^2)$
40.2	Для потока Б	$\bar{\eta}_{0i, B}^{(j1)}$	—	$\bar{\eta}_{0i, B}^{(j1)} = \bar{X}_{\phi, B}^{(j1)} (2,1 - 1,19 \bar{X}_{\phi, B}^{(j1)} + 0,09 (\bar{X}_{\phi, B}^{(j1)})^2)$
41	Максимальное значение относительного внутреннего КПД	η_{0i}^{max}	—	См. табл. 3.1
42	Относительный внутренний КПД при режиме $j1$			
42.1	Для потока А	$\eta_{0i, A}^{(j1)}$	—	$\eta_{0i, A}^{(j1)} = \bar{\eta}_{0i, A}^{(j1)} \eta_{0i}^{\text{max}}$
42.2	Для потока Б	$\eta_{0i, B}^{(j1)}$	—	$\eta_{0i, B}^{(j1)} = \bar{\eta}_{0i, B}^{(j1)} \eta_{0i}^{\text{max}}$
43	Теплоперепад, использованный в РС при режиме $j1$			
43.1	Для потока А	$H_{0i, A}^{(j1)}$	кДж/кг	$H_{0i, A}^{(j1)} = (H'_0)^{(j1)} \eta_{0i, A}^{(j1)}$
43.2	Для потока Б	$H_{0i, B}^{(j1)}$	кДж/кг	$H_{0i, B}^{(j1)} = (H'_0)^{(j1)} \eta_{0i, B}^{(j1)}$
44	Теплоперепад, использованный в РС при режиме $j1$	$H_{0i, \text{см}}^{(j1)}$	кДж/кг	$H_{0i, \text{см}}^{(j1)} = \frac{G_{0, A}^{(j1)}}{G_0^{(j1)}} H_{0i, A}^{(j1)} + \frac{G_{0, B}^{(j1)}}{G_0^{(j1)}} H_{0i, B}^{(j1)}$
45	Энтальпия пара смеси в КРС при режиме $j1$	$h_{\text{крс}}^{(j1)}$	кДж/кг	$h_{\text{крс}}^{(j1)} = h_0 - H_{0i, \text{см}}^{(j1)}$
46	Удельный объем пара смеси в КРС при режиме $j1$	$V_{\text{крс}}^{(j1)}$	м ³ /кг	$\text{wspVPH} (p_{\text{крс}}^{(j1)}, h_{\text{крс}}^{(j1)})$
47	Потери мощности на трение при режиме $j1$	$N_{\text{тр}}^{(j1)}$	кВт	$N_{\text{тр}}^{(j1)} = \bar{K}_{\text{тр}} / V_{\text{крс}}^{(j1)}$
48	Степень парциальности РС при режиме $j1$	e_{j1}	—	$e_{j1} = \frac{z_{(j+1)} o t_1}{\pi D_{\text{cp}}}$

Продолжение табл. 5.3

1	2	3	4	5
49	Число сопловых сегментов, через которые подводится пар при режиме $j1$	m_{j1}	—	Задано
50	Сегментные потери мощности при режиме $j1$	$N_{\text{сегм}}^{(j1)}$	кВт	$N_{\text{сегм}}^{(j1)} = \frac{\bar{K}_{\text{сегм}} H_{0i,\text{см}}^{(j1)} m_{j1}}{V_{\text{крс}}^{(j1)}}$
51	Потери мощности на вентиляцию в РС при режиме $j1$	$N_{\text{в}}^{(j1)}$	кВт	$N_{\text{в}}^{(j1)} = \frac{\bar{K}_{\text{в}} (1 - e_{j1})}{V_{\text{крс}}^{(j1)}}$
52	Уточнение значения мощности РС при режиме $j1$	$N_{0,\text{рс}}^{(j1)}$	кВт	$N_{0,\text{рс}}^{(j1)} = G_0^{(j1)} H_{0i,\text{см}}^{(j1)} + (N_{\text{тр}}^{(j1)} + N_{\text{в}}^{(j1)} + N_{\text{сегм}}^{(j1)})$
53	Уточнение значения располагаемого теплоперепада в РС при режиме $j1$	$H_{0,\text{рс}}^{(j1)}$	кДж/кг	$H_{0,\text{рс}}^{(j1)} = N_{0,\text{рс}}^{(j1)} / G_0^{(j1)}$
54	Уточнение значения относительного внутреннего КПД РС при режиме $j1$	$\eta_{0i,\text{рс}}^{(j1)}$	—	$\eta_{0i,\text{рс}}^{(j1)} = H_{0i,\text{рс}}^{(j1)} / H_{0,\text{рс}}^{(j1)}$
55	Число сопл для потока пара А при режиме 10	z_{10}	шт.	См. табл. 3.3
56	Число сопл для потока пара А при режиме 20	z_{20}	шт.	См. табл. 3.2
57	Число сопл для потока пара А при режиме 30	z_{30}	шт.	См. табл. 3.4
58	Число сопл для потока пара А при режиме $j0$	z_{j0}	шт.	Задано
59	Число сопловых каналов для потока А, связанных клапаном РК			
59.1	Число сопл для потока А через РК-1	Δz_1	шт.	$\Delta z_1 = z_{10}$
59.2	Число сопл для потока А через РК-2	Δz_2	шт.	$\Delta z_2 = z_{20} - \Delta z_1$

Продолжение табл. 5.3

1	2	3	4	5
59.3	Число сопл для потока А через РК-3	Δz_3	шт.	$\Delta z_3 = z_{30} - \Delta z_1 - \Delta z_2$
59.4	Число сопл для потока А через РК- j	Δz_j	шт.	Задано
60	Расход пара при режиме j l			
60.1	Через РК-1	$G_{0,I}^{(j)}$	кг/с	$G_{0,I}^{(1)} = \frac{\Delta z_1}{z_{j0}} G_{0,A}^{(j)}$
60.2	Через РК-2	$G_{0,II}^{(j)}$	кг/с	$G_{0,II}^{(j)} = \frac{\Delta z_2}{z_{j0}} G_{0,A}^{(j)}$
60.3	Через РК-3	$G_{0,III}^{(j)}$	кг/с	$G_{0,III}^{(j)} = \frac{\Delta z_3}{z_{j0}} G_{0,A}^{(j)}$
60.4	Через РК- $(j-1)$	$G_{0,(j-1)}^{(j)}$	кг/с	$G_{0,(j-1)}^{(j)} = \frac{\Delta z_{j-1}}{z_{j0}} G_{0,A}^{(j)}$
60.5	Через РК- j	$G_{0,j}^{(j)}$	кг/с	$G_{0,j}^{(j)} = G_{0,B}^{(j)}$

Заключение

В большинстве существующих конструкций мощных паровых турбин управление режимами работы осуществляется с помощью соплового парораспределения. Вопросы, связанные с расчетом переменных режимов работы регулирующей ступени паровой турбины (с моделированием ее работы), актуальны и важны при разработке математического обеспечения алгоритмов программ непрерывного управления параметрами пара и нагрузкой при пусках и остановках энергоблоков ТЭС, ТЭЦ, АЭС, а также для создания компьютерных тренажеров блоков-прототипов ТЭС, ТЭЦ, АЭС.

При новом проектировании паровых турбин выбор оптимального варианта проточной части турбины также должен происходить с учетом ее свойств как на номинальном, так и на переменном режимах.

В перспективных планах развития электроэнергетики России до 2050 года была заложена замена паросилового технологического цикла на парогазовый и создание на новой технологической базе установки суперсверхкритических параметров пара при использовании угля.

Логично предположить, что для снижения капитальных затрат ввод новейших энергоблоков будет вестись на уже существующих электростанциях с частичным сохранением основного и вспомогательного оборудования. Следовательно, необходима оптимизация параллельной работы энергоблоков разных поколений.

Вышесказанное подтверждает важность формирования компетенций у студентов по вопросам теории переменного режима паровых турбин и паротурбинных установок. Эти компетенции обеспечиваются выполнением курсовой работы по теме «Расчеты регулирующей ступени паровой турбины при переменных режимах работы» для заданного в индивидуальном задании прототипа паровой турбины.

Апробация одноименной курсовой работы студентами показала, что расчет может быть упрощен:

- если использовать результаты расчета регулирующей ступени при номинальном режиме работы;
- если использовать коэффициент Бендемана и формулу Флюгеля — Стодолы;
- если использовать функции программы WaterSteamPro, которые можно сделать видимыми во всех популярных расчетных компьютерных средах, используемых инженерами-теплоэнергетиками: в языках программирования (FORTRAN, C, BASIC, Pascal), электронных таблицах (Excel), математических программах (Matlab, Mathcad, Maple) и т. д.

Содержание таблиц из глав с 2-й по 5-ю должно служить алгоритмом расчетов для отчета о курсовой работе «Расчет регулирующей ступени при переменных режимах».

У большинства энергетических паровых турбин сопловое парораспределение (СПР) с одно- и двухвенечной регулирующей ступенью (РС). Широкое применение СПР связано с предположением о том, что если при переменных нагрузках дросселируется только та часть пара, которая проходит через частично открытый регулирующий клапан (РК) [33, 39, 53], то при этом будет более высокий КПД турбоустановки на переменных режимах. На практике такое преимущество СПР перед дроссельным парораспределением (ДПР) не столь очевидно [8, 16].

Совершенствование конструкции цилиндра высокого давления паровых турбин [11] — это отказ от регулирующей ступени одновенечной и в большей степени от двухвенечной в пользу ДПР для теплофикационных паровых турбин докритического давления, паровых турбин для ПГУ и АЭС.

Потребности в реконструкции теплофикационных турбин с двухвенечной РС семейства Т-100–130 УТЗ связаны и с морально устаревшими отдельными проектно-техническими решениями, ранее заложенными в конструкцию пилотной турбины, а также с появлением в этом вопросе новых современных тенденций и решений. Считали оптимальным для этой турбины применение двухвенечной РС с ограниченным изэнтропийным перепадом и выполнение ступеней давления с малым диаметром. В ЦВД размещено 9 ступеней. Средний диаметр РС $d_{\text{ср, РС}} = 950$ мм, высота рабочей лопатки второго ряда РС $l_{2, \text{РС}} = 35$ мм, осевая ширина камеры за РС, необходимая для выравнивания потока в окружном направлении после РС, $\Delta z = 156,5$ мм. Следовательно, относительный межступенчатый зазор РС (ОМЗ) $\Delta \bar{z} = \Delta z / l_{2, \text{РС}} = 4,47$; корневой диаметр ступеней давления $d_k = 802$ мм. Применение данной конструкции проточной части ЦВД позволило достичь КПД в РС 67,9%; КПД ступеней давления 89,6%; КПД проточной части ЦВД 84,5%.

В работе [18] представлены подробные расчеты температурного и термонапряженного состояния ротора и корпуса ЦВД турбины Т-110. Расчеты выполнялись методом конечных элементов в ANSYS на основе двух-

* В данном разделе речь пойдет о совершенствовании конструкции цилиндра высокого давления паровых турбин в зоне паров пуска.

и трехмерных моделей, которые были построены в соответствии с реальными геометрическими размерами ротора и корпуса ЦВД и с учетом максимально возможного количества концентраторов напряжений, таких как тепловые канавки и придисковые галтели в роторах и различные проточки в корпусах цилиндров и стопорных клапанов. Полученное расчетным путем температурное поле сравнивалось с экспериментальными данными, полученными ранее на турбине Т-110/120–130 Ново-Свердловской ТЭЦ. Сравнение полученных в расчете температур на наружной поверхности корпуса с показаниями поверхностных термопар в процессе пуска в зоне 3–4-й и 6–7-й шпилек отличались не более чем на 15°C .

Анализ результатов расчетов термонапряженного состояния ротора и корпуса ЦВД турбины Т-110 позволил сделать следующие выводы:

1. В зоне горизонтального разъема корпуса ЦВД за сопловыми коробками наблюдаются максимальные температурные напряжения, которые практически на протяжении всего пуска превышают предел текучести материала корпуса, соответствующий температуре поверхности металла в этой области. В этой зоне всегда имеют место значительные температурные напряжения ($\sigma = 192\text{ МПа}$), соответствующие установившемуся температурному полю (т. е. при работе турбины на номинальной нагрузке), которые ниже предела текучести $\sigma'_{0,2} = 210\text{ МПа}$, однако превышают предел длительной прочности материала корпуса $\sigma'_{\text{дп}} = 180\text{ МПа}$. Зона горизонтального разъема за сопловыми коробками характеризуется значительными осевыми, окружными и радиальными неравномерностями температур, что вызывает сложное напряженно-деформированное состояние в этой зоне (рис. Д.1).

2. При анализе пусковых режимов турбины в корпусе ЦВД обнаружены зоны, в которых возникают недопустимые температурные напряжения, однако, несмотря на это, опыт многолетней эксплуатации паровых турбин УТЗ подтверждает заявленный заводом-изготовителем ресурс корпуса ЦВД 200 000 часов для данных паровых турбин.

3. Наибольшие температурные напряжения в роторе ЦВД при пуске турбины из холодного состояния возникают не только на обогреваемой поверхности в зоне концентраторов напряжений — тепловых канавок концевых и диафрагменных уплотнений, как у большинства роторов паровых турбин, но и на поверхности осевого канала под диском РС. Эти напряжения обусловлены наличием в зоне диска РС при пусках ярко выраженного холодного пятна под ним (рис. Д.2).

4. Снизить напряжения в корпусе ЦВД возможно только в результате существенного изменения конструкции ротора и отливки корпу-

са, что является сложной, но выполнимой конструкторско-технологической задачей.

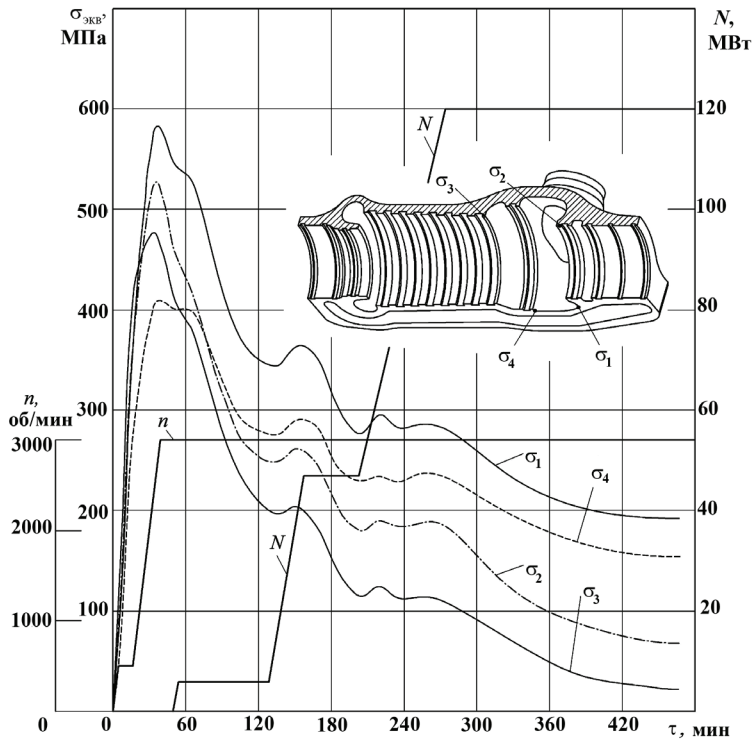


Рис. Д. 1. Кривые изменения температурных напряжений в различных зонах корпуса турбины Т-110/120–130 при пуске из холодного состояния:

σ_1 — в зоне горизонтального разреза за сопловой коробкой; σ_2 — перед первой обоймой переднего концевой уплотнения; σ_3 — перед диафрагмой первой ступени давления; σ_4 — в зоне горизонтального разреза перед диафрагмой первой ступени; N — мощность турбины; n — частота вращения ротора

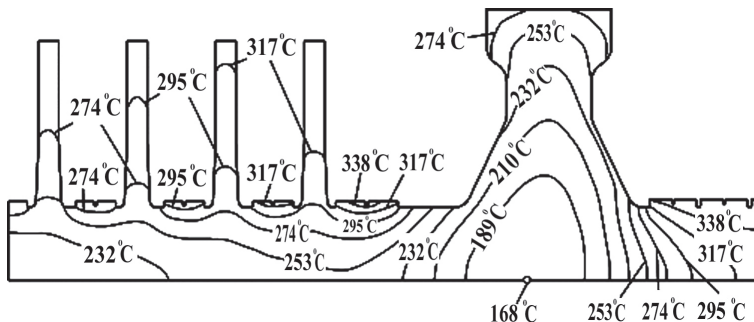


Рис. Д. 2. Температурное поле ротора высокого давления турбины Т-110/120–130 при пуске из холодного состояния через 20 мин после разворота ротора

Совершенствование конструкции ЦВД турбин семейства Т-110 проводилось поэтапно с максимальным использованием проверенных в эксплуатации данных по узлам и деталям предшествующих моделей. Конструкторы стремились к модульному проектированию: они отказались от проектирования уникальных специальных узлов и деталей в пользу создания «библиотеки» (банка) универсальных модулей.

На первом этапе был выполнен проект ЦВД турбины Т-53/67–8,0 (Т-53) для ПГУ-230 Т — парогазовой установки с двумя контурами давления. Турбоустановка предназначена для работы в базовой части графиков нагрузки, поэтому в конструкции ротора ЦВД турбины отказались от РС. Предусмотрено дроссельное парораспределение, что является общепринятым решением для паровых турбин, работающих в составе ПГУ.

Проведенные расчеты температурных полей и температурных напряжений в роторе ЦВД при пуске из холодного состояния [46] показали, что в роторе на протяжении всего пуска по инструкции завода-изготовителя не возникает напряжений, превышающих предел текучести роторной стали 25Х1М1ФА (Р2МА).

Корпус ЦВД турбины Т-53 — одностенный, литой, из той же отливки, что и для Т-110. В нем размещено 10 ступеней давления с диаметром корня рабочих лопаток $d_k = 800$ мм. Для установки первой обоймы переднего концевого уплотнения (ПКУ) и образования камеры отсоса пара после первого отсека ПКУ в корпус вваривались Г-образные полукольца, к которым приваривался козырек. На рис. Д.3 представлены расчетные кривые изменения эквивалентных напряжений в корпусе ЦВД турбины Т-53 [46] при пуске из холодного состояния по графику УТЗ.

Наиболее «термонапряженным» сечением корпуса ЦВД Т-53 является зона приварки Г-образного полукольца к корпусу турбины. Во время разворота ротора в данной зоне возникают максимальные температурные напряжения $\sigma_3 = \sigma_{\text{экв}}^{\text{max}} = 447$ МПа. Столь высокие температурные напряжения объясняются тем, что стенки полукольца омываются паром как изнутри, так и снаружи и достаточно быстро прогреваются, в отличие от стенки и фланцев корпуса, к которым оно приварено. В результате в сварном шве возникают значительные температурные напряжения, обусловленные стеснением теплового расширения полукольца. Через некоторое время при прогреве стенки и фланцев корпуса температурные напряжения в этой зоне снижаются до значения $\sigma_3 = 161$ МПа, однако при последующем увеличении нагрузки турбины способом «скользящего давления» возрастают до значения $\sigma_3 = 367$ МПа.

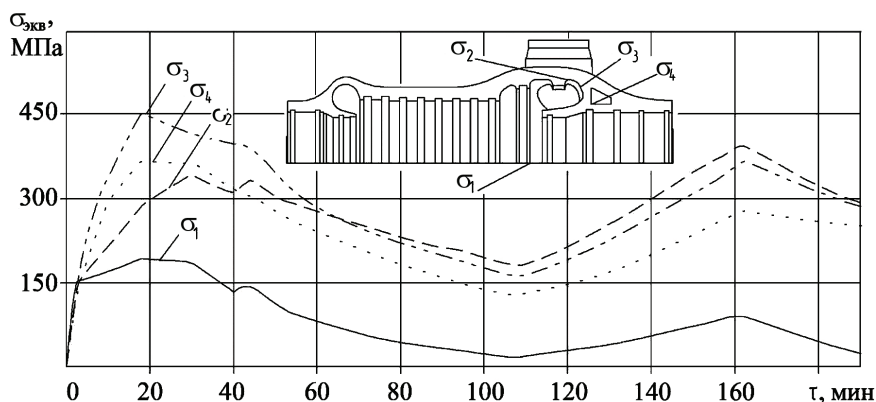


Рис. Д.3. Расчетные зависимости изменения эквивалентных температурных напряжений в корпусе ЦВД при пуске турбины Т-53/67–8,0 из холодного состояния по графику УТЗ: σ_1 — зона уплотняющего пояса горизонтального разъема корпуса; σ_2 — область паровпуска в зоне радиусного перехода стенки корпуса; σ_3 — зона приварки Г-образного полукольца к корпусу; σ_4 — изгиб полукольца в камере отсоса пара после первого отсека переднего концевое уплотнения

Также высокие температурные напряжения наблюдаются в изгибе полукольца (в камере отсоса пара после первого отсека ПКУ $\sigma_4 = 368$ МПа) и в области паровпуска в зоне радиусного перехода ($\sigma_2 = 394$ МПа). Наибольшие температурные напряжения, возникающие в зоне уплотняющего пояса горизонтального разъема корпуса цилиндра, составляют $\sigma_1 = 193$ МПа, что значительно меньше, чем напряжения в других зонах. Данное обстоятельство свидетельствует о положительном эффекте применения системы обогрева фланцевых соединений как средства для уменьшения температурных напряжений.

Расчет температурных напряжений в ЦВД для номинального режима работы турбины показал, что максимальные температурные напряжения в корпусе ВД возникают в зоне приварки Г-образных полукольцев и составляют $\sigma_3 = \sigma_{\text{экв}}^{\text{max}} = 118$ МПа. Напряжения в других характерных зонах $\sigma_1 = 28$ МПа, $\sigma_2 = 110$ МПа, $\sigma_4 = 96$ МПа.

Новая конструкция ЦВД реализована в проекте теплофикационной турбины Т-113/145–12,4 (Т-113) для ПГУ-410 Т — для парогазовой установки с тремя контурами давления и промежуточным перегревом.

ЦВД Т-113 выполнен двухкорпусным: состоит из наружного и внутреннего корпусов; обойм для установки диафрагм нет. Необходимость установки внутреннего корпуса обусловлена тем, что использование однокорпусной конструкции не обеспечивает необходимые прочность и плотность вследствие высокого давления и температуры в камере па-

ровпуска после блока клапанов (11,9 МПа; 557° С). Наружный корпус ЦВД выполнен на базе отливки ЦВД турбины для Т-110. В наружном корпусе размещены 9 ступеней давления, первые 2 из которых — во внутреннем. Внутренний корпус выполнен сборным для улучшения технологичности отливки. Он состоит из литой части, которая включает в себя верхнюю образующую корпуса, паровпускные патрубки и фланцы горизонтального разъема, а также кованой части, которая представляет собой нижнюю образующую корпуса. Основная особенность конструкции заключается в том, что предусмотрена затяжка горизонтального разъема внутреннего цилиндра не только его наружной (литой части), но и внутренней (кованной) части, что, в свою очередь, обеспечивает плотность внутреннего корпуса, т. е. исключает протечки пара по горизонтальному разъему цилиндра.

Следующий шаг совершенствования конструкции ЦВД реализован при проектировании теплофикационной турбины нового поколения, предназначенной для замены устаревших турбин семейства Т-100.

В [47] приведены сведения о новой турбине Т-125/150–12,8. ЦВД турбины выполнен двухкорпусным: состоит из наружного и внутреннего корпусов, имеет две обоймы для установки диафрагм, обоймы и коробки концевых уплотнений. Оба корпуса выполнены литьем. Схема движения пара в цилиндре прямоточная. Форма литых корпусов максимально приближена к геометрическим примитивам — цилиндрам. Такая форма корпусов ЦВД обеспечивает качественное строго направленное застывание металла в процессе литья [48], уменьшает вероятность возникновения дефектов литья, а также снижает термические напряжения в корпусах на переходных режимах. Во внутреннем корпусе размещена кольцевая камера паровпуска, внешняя поверхность которой является стенкой внутреннего корпуса, а внутренняя поверхность образована обоймой уплотнений. Обойма уплотнений устанавливается в расточке внутреннего корпуса ЦВД. Кольцевая камера разделена на четыре отсека радиальными перегородками. Для каждого отсека предусмотрена паровпускная труба, которая связана со своим регулирующим клапаном, что обеспечивает сопловое парораспределение. Конструкция паровпуска ЦВД без сопловых коробок проще и одновременно с этим позволяет увеличить степень парциальности РС до $\varepsilon = 0,96$ при номинальном режиме работы турбины. В конструкцию ЦВД вводится парциальный отсек, между тем сопловое парораспределение с одновенечной РС и на сегодняшний день является наиболее эффективным и надежным способом изменения расхода, а значит, и мощности турбин.

Проточная часть ЦВД состоит из РС и 10 ступеней давления, первые четыре из которых расположены во внутреннем корпусе цилиндра и образуют регулирующий отсек. Средний диаметр РС $d_{\text{ср, РС}} = 833$ мм, высота рабочей лопатки РС $l_{2, \text{РС}} = 33$ мм, корневой диаметр ступеней давления $d_k = 800$ мм. В конструкции внутреннего корпуса ЦВД расстояние между выходными кромками рабочих лопаток РС и входными кромками сопловых лопаток следующей ступени $\Delta z = 60$ мм, следовательно, $\text{ОМЗ } \Delta z_{\text{РС}} = \Delta z_{\text{РС}} / l_{2, \text{РС}} = 1,82$. Это пространство можно интерпретировать как КРС.

На рис. Д.4 представлен продольный разрез части цилиндра с установленным в нем регулирующим отсеком [37] без КРС из патента RU 2576392 на изобретение «Цилиндр паровой турбины с регулирующим отсеком».

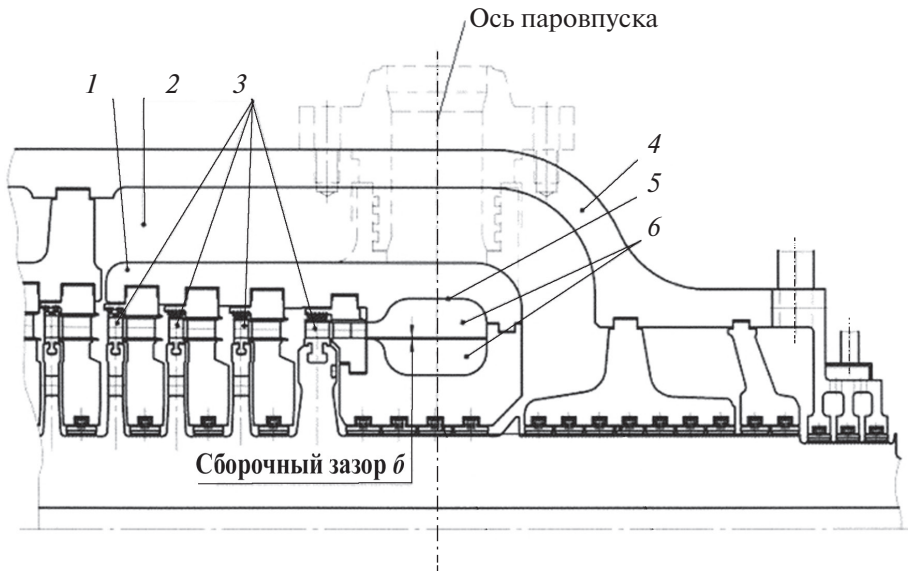


Рис. Д. 4. Часть высокого давления с регулирующим отсеком турбины Т-125/150-12,8: 1 — внутренний корпус ЦВД; 2 — межкорпусное пространство; 3 — нерегулируемые ступени давления; 4 — наружный корпус ЦВД регулирующего отсека; 5 — кольцевая камера паровпуска; 6 — перегородки

В наружном корпусе цилиндра 4 установлен внутренний корпус 1, размещены нерегулируемые ступени давления 3 регулирующего отсека. Пар подводится к кольцевой камере 5 паровпуска через патрубки наружного и внутреннего корпусов. Кольцевая камера 4 разделена на пароподводящие секции радиальными перегородками 6, что позволило

отказаться от установки сопловых коробок, уменьшить разогрев корпусов цилиндра при высоких напряжениях от внутреннего давления пара и увеличить парциальность до 0,96.

Применение парциального отсека в конструкции турбины типа Т-125/150–12,8 недостаточно обосновано УТЗ. Отказ от КРС не устраняет окружающую неравномерность давления на переменных режимах после РС, а предопределяет ее для ступеней давления вплоть до четвертой.

В работе [27], выполненной в СПбГПУ, БГТУ, приведены результаты экспериментальных работ по выбору конструктивных и режимных параметров парциального отсека с СПР и способов совершенствования КРС. На рис. Д.5, по данным [27], приведен график, на котором показано изменение относительного максимального КПД РС $\bar{\eta}_{\max}$ в зависимости от ОМР $\Delta\bar{z}$:

$$\bar{\eta}_{\max} = \eta_{\max}^{(n)} / \eta_{\max};$$

где $\eta_{\max}^{(n)}$ – максимальный КПД РС для каждого из выбранных ОМР; η_{\max} – максимальный КПД РС. Выявлена оптимальная величина ОМЗ в КРС, минимальное значение которого $\Delta\bar{z} \geq 2,5$ [27].

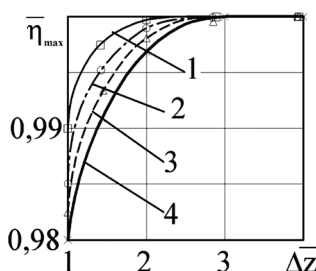


Рис. Д. 5. Зависимость относительного максимального КПД РС от ОМР КРС: 1 — $\varepsilon = 0,23$; 2 — $\varepsilon = 0,5$; 3 — $\varepsilon = 0,7$; 4 — $\varepsilon = 1$

В турбине Т-125 значение $\Delta\bar{z} = 1,82$ меньше оптимального значения, значит, поток пара КРС будет неоднородным по теплофизическим свойствам.

На рис. Д.6 приведены конструкции ЦВД турбин семейства Т-100: Т-110/120–130 (Т-110); Т-113/145–12,8 (Т-113); Т-53/67–8,0 (Т-53); Т-125/150–12,8 (Т-125).

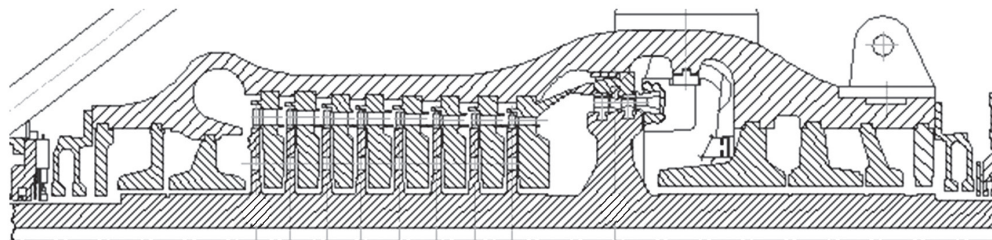
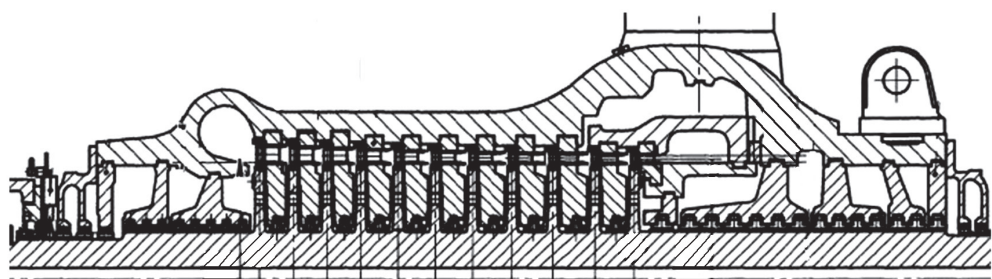
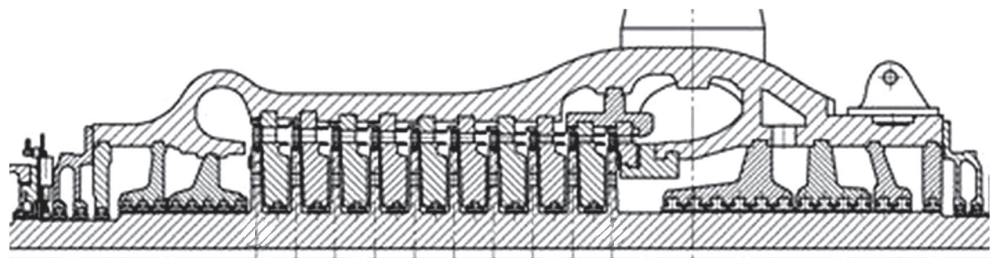
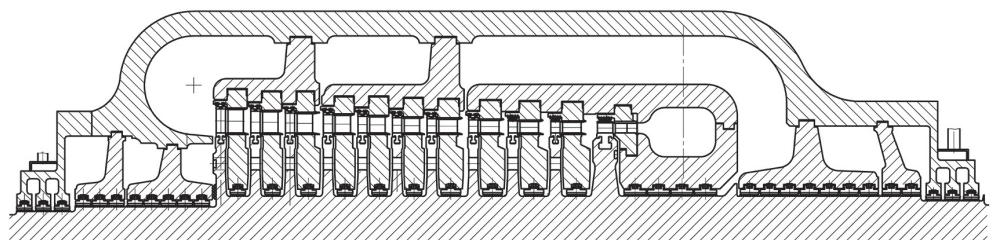
a

б

в

г


Рис. Д. 6. Конструкции ЦВД турбин семейства Т-110:
a — Т-110/120–130; *б* — Т-113/145–12,8; *в* — Т-53/67–8,0; *г* — Т-125/150–12,8

В работах [19, 35, 47] рассмотрен вариант с установкой в пространство КРС специальных экранов, выравнивающих потоки пара, после РС. Приведены доказательства, подтвержденные экспериментально, что наибольший эффект имеет место при использовании перфорированного экрана. В 3 раза снизился коэффициент неравномерности потока при входе в сопловый аппарат первой ступени давления при одновременном снижении потерь энергии в КРС. На рис. Д.7 приведен продольный разрез в зоне камеры регулирующей ступени из патента RU 2296228 «Проточная часть паровой турбины» [35].

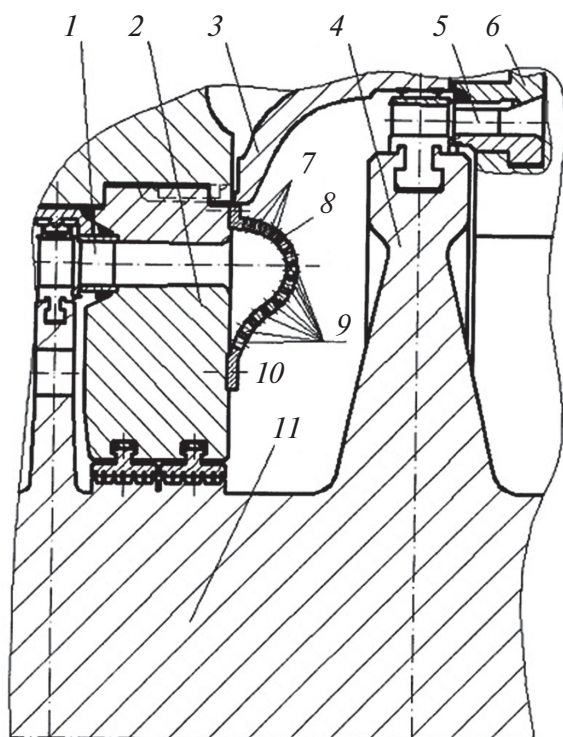


Рис. Д. 7. Продольный разрез в зоне камеры регулирующей ступени:

1 — сопловые лопатки; 2 — диафрагма ступени давления; 3 — периферийные обводы; 4 — рабочее колесо РС; 5 — сопловые сегменты; 6 — сопловые коробки РС; 7 — выпуклая часть экрана; 8 — выпукло-вогнутый экран РС; 9 — вогнутая часть экрана; 10 — камера регулирующей ступени; 11 — вал ротора

Из описания [35] ЦВД в зоне КРС следует, что проточная часть паровой турбины содержит сопловые коробки 6 с расположенными в ней сопловыми сегментами из сопловых лопаток 5, рабочее колесо 4 РС, диафрагму ступени давления 2 с расположенными в ней сопловыми лопатками 1. В камере РС 10, образованной между рабочим колесом 4

и диафрагмой 2, установлены периферийные обводы 3 по числу сопловых коробок 6, предназначенные для организации подвода пара к сопловым лопаткам 1 нерегулируемой ступени. Перед решеткой из сопловых лопаток 1 расположен выпукло-вогнутый экран 8. Причем выпуклая его часть расположена напротив сопловых лопаток 1 и выпуклостью обращена к КРС 9, а вогнутая часть вытянута в радиальном направлении в сторону оси ротора 11. Экран 8 выполнен с перфорацией, причем отверстия перфорации выполнены с разными размерами, а именно: в части экрана 7, наиболее удаленной от оси ротора 11, диаметр отверстий, по крайней мере, в два раза меньше диаметра отверстий, расположенных в части экрана 9, находящихся ближе к оси ротора 11.

В такой конструкции в зоне КРС после выхода пара из РС на дуге активного подвода пар встречает выпуклую часть экрана с мелкими отверстиями перфорации и растекается как в окружном, так и в радиальном (к центру) направлениях. При движении по центру пар встречает отверстия перфорации большего размера, поэтому основная часть потока попадает за экран через вогнутую часть. При этом степень окружной неравномерности потока за экраном оказывается существенно ниже, чем перед экраном.

В патенте RU 2432467 С1 «Система регулирования направлением потока в камере регулирующей ступени паровой турбины» [36] приводится также возможное решение для повышения эффективности и надежности работы первых ступеней давления ЦВД паровой турбины с СПР путем снижения неравномерности параметров потока рабочего тела в окружном и радиальном направлениях в КРС с использованием регулирующей диафрагмы. На рис. Д.8 представлен общий вид парциального отсека. В патенте RU 2432467 С1 [36] указано следующее (рис. Д.8): парциальный отсек содержит сопловые коробки 1, через которые осуществляется подвод пара к сегментам сопл 2, рабочее колесо РС 4, корпус 3, КРС 5, в которой происходит выравнивание параметров потока пара в окружном и радиальном направлениях после парциальной РС. В КРС пар поступает на поворотную диафрагму 7, содержащую поворотное кольцо 6. Управление расходом пара осуществляется регулируемыми клапанами (РК), при помощи рычажных связей система управления РК связана с системой регулирования положения поворотных сегментов поворотного кольца 6.

В работах [41, 45] предложен парциальный отсек без КРС. Это новый подход к организации и конструкции парциального подвода пара — радиальное парораспределение на примере регулирующего отсека для

паровой турбины К-325–23,5. При численном моделировании газодинамических процессов [45] в систему СПР включались: парораспределительная камера перед соплами РС, направляющий аппарат регулирующей ступени, кольцевые перегородки, отсек из трех ступеней давления. Кольцевые области представляли собой самостоятельные сопловые блоки, не содержащие закрытых каналов и заведомо не вносящие окружающую неравномерность в поток.

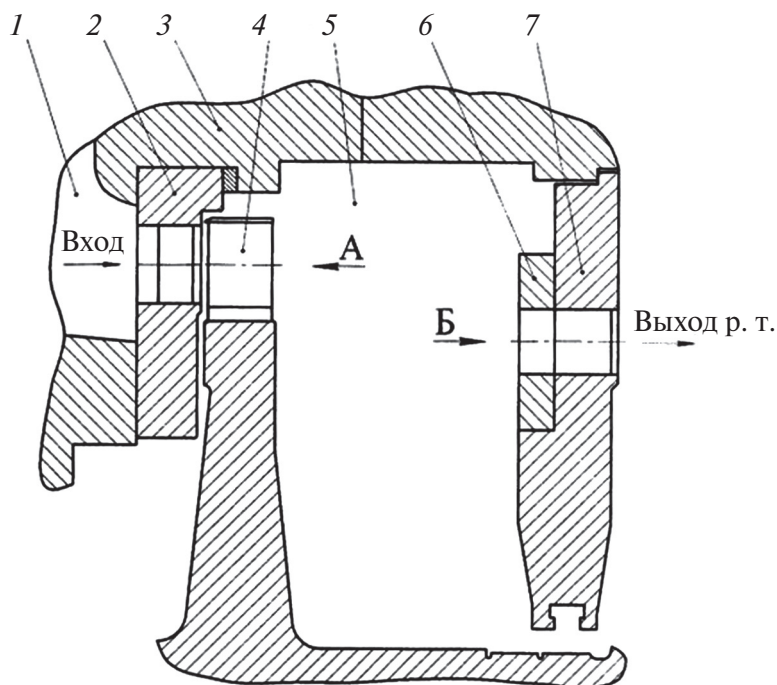


Рис. Д.8. Парциальный отсек:

1 — сопловые коробки; 2 — сегменты сопел; 3 — корпус ЦВД; 4 — рабочее колесо РС; 5 — КРС; 6 — поворотное кольцо; 7 — поворотная регулирующая диафрагма

Для реализации частичных режимов конструкция соплового аппарата была выполнена с тремя кольцевыми областями, имеющими следующие высоты: 10,0 мм — корневая, 6,7 мм — средняя и 16,7 мм — верхняя области. Толщина кольцевых перегородок составляет 3 мм. Значение выбрано из условия совпадения высоты соответствующей лопатки прототипа.

Регулирующий отсек штатной паровой турбины (рис. Д.9, а) и модернизированный отсек ЦВД паровой турбины К-325–23,5 (рис. Д.9, б) (модернизация турбины К-300–240) состоят из РК, в конструкцию которой входит направляющий аппарат (НА1) и рабочее колесо (РК1); КРС; сту-

пени давления, в конструкцию которой входит направляющий аппарат (НА2) и рабочее колесо (РК2). При отсутствии КРС рабочая ступень выполняется средним диаметром, близким к диаметрам ступеней давлений. А для того чтобы сработал необходимый тепловой перепад при оптимальной характеристике РС $X_{ф,опт}$, на месте КРС устанавливается дополнительная ступень давления, в конструкцию которой входит направляющий аппарат (НА3) и рабочее колесо (РК3).

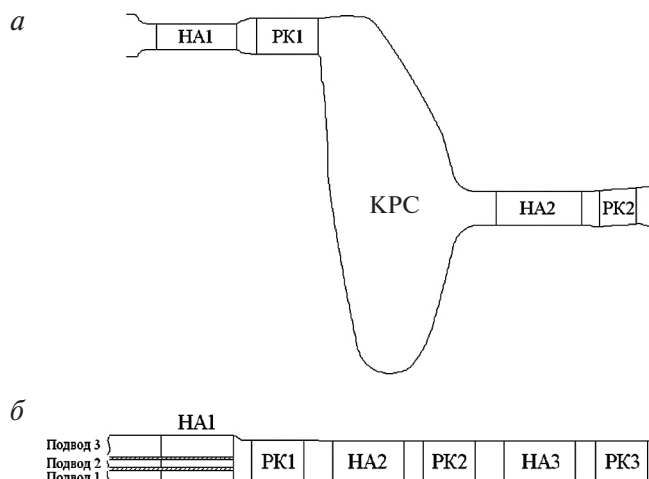


Рис. Д.9 Регулирующий отсек ЦВД штатной паровой турбины К-300–240 (а) и при модернизации (б): НА1 — направляющий аппарат 1-й ступени; РК1 — рабочее колесо 1-й ступени; КРС — камера регулирующей ступени; НА2 — направляющий аппарат 2-й ступени; РК2 — рабочее колесо 2-й ступени; НА3 — направляющий аппарат 3-й ступени; РК3 — рабочее колесо 3-й ступени

В [45] приведен анализ структуры пространственного течения пара в регулирующем отсеке цилиндра высокого давления паровой турбины с радиальным парциальным парораспределением для 4 режимов работы. Приведены значения коэффициента неравномерности потока в различных поперечных сечениях проточной части. Показано, что при прохождении через рабочее колесо РС неравномерность давления снижается в 15–25 раз, а температуры и радиальной скорости — в 7–9 раз по сравнению со значениями перед первой ступенью давления штатной конструкции. Установлено, что неравномерность потока в ступенях давления при переменных режимах качественно и количественно близка к распределению при номинальном режиме.

Библиографический список

1. Александров А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара : справочник / А. А. Александров, Б. А. Григорьев. Москва : Изд-во МЭИ, 1999. 168 с.
2. Бабаев А. И. Применение комбинированной программы регулирования для турбоустановок большой мощности с сопловым парораспределением / А. И. Бабаев, В. Н. Голощапов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. 2015. № 17 (1126). С. 75–80.
3. Балабанович В. К. Турбины теплоэлектростанций : методические рекомендации по выполнению курсового проекта / В. К. Балабанович. Минск : Белорус. нац. техн. ун-т, 2005. 106 с.
4. Бирюков А. В. Повышение эффективности работы парциального отсека паровой турбины с использованием физического и численного моделирования / А. В. Бирюков, А. Н. Голушко, А. В. Осипов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2010. № 3. С. 40–45.
5. Бойко А. В. Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режима эксплуатации / А. В. Бойко, А. П. Усатый, А. С. Руденко. Харьков : Из-во «Підручник НТУ ХПИ», 2014. 220 с.
6. Бойко А. В. Комбинаторный алгоритм управления регулирующими клапанами системы соплового парораспределения / А. В. Бойко, А. П. Усатый // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. № 5. С. 5–14.
7. Бойко А. В. Усовершенствование обобщенной методики расчета эффективности регулировочных ступеней для задач анализа и оптимального проектирования / А. В. Бойко, А. П. Усатый,

- И. В. Жевноватченко // Интегрированные технологии и энергосбережение. 2009. № 3. С. 82–89.
8. Влияние типа парораспределения на экономичность цилиндров высокого давления энергетических турбин / А. Е. Зырянкин, Н. А. Зройчиков, Н. Д. Рогалев, А. Н. Рогалев // Вестник МЭИ. 2015. № 5. С. 5–9.
 9. Гаркуша А. В. Тепловой расчет проточной части турбины на переменных режимах / А. В. Гаркуша. Харьков : ХПИ, 1982. 44 с.
 10. Гоголев Г. И. Характеристики двухступенчатого отсека и его второй ступени при парциальном впуске первой ступени / Г. И. Гоголев, А. М. Дроконов, В. В. Тарасов // Теплоэнергетика. 1983. № 6. С. 24–26.
 11. Голошумова В. Н. Направления совершенствования конструкции цилиндра высокого давления теплофикационных паровых турбин семейства Т-100–130 / В. Н. Голошумова, Ю. М. Бродов, А. А. Михайлов // Вестник ЮУрГУ. Энергетика. 2015. Т. 15, № 4. С. 5–12.
 12. Дейч М. Е Атлас профилей решеток осевых турбин / М. Е. Дейч, Г. А. Филиппов, Л. Я. Лазарев. Москва : Машиностроение, 1965. 96 с.
 13. Жуковский Г. В. Тепловые расчеты паровых и газовых турбин с помощью ЭВМ / Г. В. Жуковский, Ю. А. Марченко, И. К. Терентьев. Ленинград : Машиностроение, 1983. 255 с.
 14. Завадовский А. М. Основы проектирования проточной части паровых и газовых турбин / А. М. Завадовский. Москва ; Ленинград : Машгиз, 1960. 247 с.
 15. Зезюлинский Г. С. Проектирование паровой турбины для АЭС : учеб. пособие / Г. С. Зезюлинский. Севастополь : СНИЯЭиП, 2005. 96 с.
 16. Зырянкин А. Е. Перспективы использования дроссельного парораспределения в энергетических паровых турбинах / А. Е. Зырянкин, Е. К. Сидорова, В. П. Симонов // Тяжелое машиностроение. 2002. № 11. С. 2–5.
 17. Иванов В. А. Режимы мощных паротурбинных установок / В. А. Иванов. Ленинград : Энергоатомиздат, 1986. 248 с.
 18. Ивановский А. А. Исследование термонапряженного состояния корпусов цилиндров высокого давления теплофикационных паровых турбин / А. А. Ивановский, В. Л. Похорилер, В. Н. Голошумова // Тяжелое машиностроение. 2007. № 8. С. 2–5.

19. Использование перфорированных экранов в камере регулирующей ступени паровой турбины с сопловым парораспределителем / А. Е. Зарянкин, С. В. Арианов, В. А. Зарянкин, А. Н. Парамонов, О. М. Фичорак // Тяжелое машиностроение. 2007. № 1. С. 10–15.
20. Кляйнрок И. Ю. Определение «критических» элементов конструкции паровой турбины, ограничивающих маневренность парогазового энергоблока / И. Ю. Кляйнрок, В. Н. Голошумова, Ю. М. Бродов // Тяжелое машиностроение. 2012. № 4. С. 15–17.
21. Леонков А. М. Паровые и газовые турбины : курсовое проектирование / А. М. Леонков. Минск : Высшая школа, 1986. 182 с.
22. Матвеев В. Н. Проектный расчет одноступенчатых и двухступенчатых автономных осевых турбин турбонасосных агрегатов ЖРД : учеб. пособие / В. Н. Матвеев, А. В. Сулинов. Самара : Самар. гос. аэрокосмический ун-т, 2011. 85 с.
23. Матюнин В. П. Турбомашинны авиационных двигателей. Расчет и проектирование многоступенчатой охлаждаемой газовой турбины по выбранной проточной части : учеб. пособие для студентов специальности 13.02.00 «Авиационные двигатели и энергетические установки» / В. П. Матюнин; Перм. гос. техн. ун-т. Пермь, 2005. 35 с.
24. Методика теплового расчета многоступенчатой конденсационной паровой турбины : методические указания к курсовой работе по дисциплине «Конструкция и эксплуатация турбоагрегатов электростанций» / Сост. : В. А. Трушин, А. М. Бикбулатов. Уфа : Уфимск. гос. авиационный техн. ун-т, 2009. 88 с.
25. Морозов С. Г. Тепловые расчеты паровой турбины при переменных режимах / С. Г. Морозов. Москва ; Киев : Машгиз, 1962. 299 с.
26. Определение характеристик теплофикационной паровой турбины : методические указания для студентов направления 140100 «Теплоэнергетика» / Сост. : Л. М. Дыскин, С. С. Козлов. Нижний Новгород : ННГАСУ, 2009. 39 с.
27. Осипов А. В. Результаты экспериментального исследования течения потока в уравнильной камере за регулирующей ступенью / А. В. Осипов, А. Н. Голушко, А. В. Бирюков // Вестник Брянского государственного технического университета. 2011. № 3 (31). С. 80–87.

28. Осипов А. В. Тепловой расчет проточной части паровых турбин : учеб. пособие / А. В. Осипов, А. В. Бирюков. Брянск : БГТУ, 2012. 120 с.
29. ОСТ 108.260.01–84. Профили направляющих лопаток постоянного сечения паровых стационарных турбин. Москва : Минэнергомаш, 1985.
30. ОСТ 108.260.02–84. Профили рабочих лопаток постоянного сечения паровых стационарных турбин. Москва : Минэнергомаш, 1985.
31. Оценка влияния межвенцового зазора на эффективность регулирующей ступени на переменном режиме / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый, Е. П. Авдеева // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. 2012. № 7. С. 49–53.
32. Павленко Г. В. Газодинамический расчет осевой газовой турбины : учеб. пособие / Г. В. Павленко, А. Г. Волов. Харьков : Нац. аэрокосмический ун-т «Харьк. авиационный ин-т», 2007. 76 с.
33. Паровые и газовые турбины / под ред. А. Г. Костюка и В. В. Фролова. Москва.: Энергоатомиздат, 1985. 352 с.
34. Паровые и газовые турбины : сборник задач : учеб. пособие для вузов / под ред. Б. М. Трояновского, Г. Г. Самойловича. 3-е изд., перераб. Москва : Энергоатомиздат, 1987. 240 с.
35. Пат. RU 2296228. Проточная часть паровой турбины [Электронный ресурс] / А. Е. Зарянкин, С. В. Арианов, В. А. Зарянкин, А. Н. Парамонов, О. М. Фичорьяк; ЗАО «ЭНТЭК». Режим доступа: <http://www.findpatent.ru/patent/229/2296228.html>. Загл. с экрана.
36. Пат. RU 2432467 C1. Система регулирования направлением потока в камере регулирующей ступени паровой турбины [Электронный ресурс] / В. Т. Буглаев, А. В. Осипов, А. Н. Голушко, А. В. Бирюков; Брянский гос. техн. ун-т. Режим доступа: <http://www.findpatent.ru/patent/243/2432467.html>. Загл. с экрана.
37. Пат. RU 2576392. Цилиндр паровой турбины с регулирующим отсеком [Электронный ресурс] / А. Е. Валамин, Ю. А. Сахинин, М. Ю. Степанов, А. Ю. Култышев; ЗАО «Уральский турбинный завод». Режим доступа: <http://www.findpatent.ru/patent/257/2576392.html>. Загл. с экрана.
38. Повышение эффективности работы 2-й ступени ЦВД турбины К-325–23,5 при нерасчетных углах обтекания потока / А. В. Ру-

- санов, Е. В. Левченко, В. Л. Швецов, А. И. Косьянова // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. 2010. № 3. С. 12–18.
39. Похорилер В. Л. Расчеты регулирующей ступени паровой турбины на переменные режимы работы : методические указания / В. Л. Похорилер, В. Н. Голошумова. Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2010. 69 с.
40. Похорилер В. Л. Расчеты регулирующей ступени паровой турбины на переменные режимы работы : метод. указания к дипломному и курсовому проектированию / В. Л. Похорилер. Свердловск: УПИ, 1987. 37 с.
41. Русанов А. В. Исследование пространственного потока пара в регулирующем отсеке с радиальным парциальным парораспределением / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов, А. И. Косьянова // Авиационно-космическая техника и технология. 2016. № 7(134). С. 43–48.
42. Русанов А. В. Исследование структуры потока в регулирующем отсеке ЦВД паровой турбины К-325–23,5 / А. В. Русанов, А. И. Косьянова, Д. Ю. Косьянов // Вестник двигателестроения. 2014. № 2. С. 90–95.
43. Русанов А. В. Исследование структуры потока в регулирующем отсеке ЦВД паровой турбины К-325–23,5 на режиме парциальности 0.4 / А. В. Русанов, А. И. Косьянова, Д. Ю. Косьянов // Вестник двигателестроения. 2015. № 9/126. С. 75–80.
44. Русанов А. В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин / А. В. Русанов, Н. В. Пашенко, А. И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2009. Т. 2, № 7 (38). С. 32–37.
45. Русанов А. В. Разработка нового способа парциального парораспределения для обеспечения частичных режимов работы мощных паровых турбин / А. В. Русанов, А. И. Косьянова, Д. Ю. Косьянов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2015. № 6/8 (78). С. 24–28.
46. Самойлович Г. С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г. С. Самойлович, Б. М. Трояновский. Москва : Энергоиздат, 1982. 496 с.
47. Снижение неравномерности параметров потока при входе в сопловой аппарат первой нерегулируемой ступени паровой

- турбины с сопловым парораспределением / А. Е. Зарянкин, Н. А. Зройчиков, С. В. Арианов, А. Н. Парамонов, О. М. Фичорьяк // Теплоэнергетика. 2006. № 11. С. 4–9.
48. Тепловые и атомные электрические станции: справочник / под ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. Москва : Энергоиздат, 1982. 624 с.
49. Теплофикационная паровая турбина Т-125 150–12,8 / А. Е. Валамин, А. Ю. Култышев, А. А. Гольдберг, Ю. А. Сахнин, В. Н. Билан, М. Ю. Степанов, Е. Н. Поляева, М. В. Шехтер, Т. Л. Шибачев // Теплоэнергетика. 2014. № 12. С. 3–11.
50. Топтунов А. М. Работа судовых турбин с отбором и потреблением энергии / А. М. Топтунов. Ленинград : Судостроение, 1978. 216 с.
51. Усатый А. П. Модели расчета систем соплового парораспределения в задачах многорежимной оптимизации / А. П. Усатый // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. Харьков. 2010. № 4 (74). С. 23–28.
52. Шестаченко И. Я. Тепловой расчет паровых турбин : учеб.-методическое пособие к курсовому и дипломному проектированию / И. Я. Шестаченко; Юж.-Рос. гос. техн. ун-т. Новочеркасск : ЮРГТУ, 2007. 79 с.
53. Щегляев А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. Москва : Энергия, 1976. 368 с.
54. Moroz L. Analysis and Optimization of Partial Admission Stages [Text] / L. Moroz, B. Frolov, O. Guriev // The Asian Congress on Gas Turbines. Burlington (USA) : SoftInWay Inc., 2014. 6 h.

Требования к курсовой работе магистра

Учебно-методическое пособие «Расчет характеристик регулирующей ступени паровой турбины при переменных режимах работы» разработано для изучения раздела «Переменные режимы отсека проточной части паровой турбины» программы дисциплины «Переменные режимы паровых турбин и паротурбинных установок». При изучении этой дисциплины в учебном плане предусмотрена курсовая работа (КР). КР* носит исследовательский характер и нацелена на развитие умений, связанных с научным поиском и осмыслением информации, и включает в себя непосредственный поиск литературных источников по теме исследования, анализ имеющихся научных данных, наработку нового материала, экспериментальные исследования, выработку рекомендаций по применению полученных результатов.

Для выполнения КР магистры получают индивидуальные задания (форма задания приведена в прил. 2).

Результат КР оформляется в виде пояснительной записки (ПЗ) — отчета, содержащего текстовый документ (форма титульного листа отчета приведена в прил. 3).

К защите КР комиссии представляется рукопись отчета. Отчет включает в себя:

- титульный лист;
- задание;
- содержание;
- введение, в котором раскрывается актуальность темы, выполняется краткий аналитический обзор, формулируется цель;

* СМК-ПВД-7.5–01–112–2017. Положение о курсовом проектировании : утв. ректором 21.04.2017. Екатеринбург, 2017. 13 с.

- основную часть;
- заключение;
- список использованных источников.

Общие требования* к оформлению отчета:

- рукопись отчета КР печатается на листах формата А4, на одной стороне листа белой бумаги;
- каждая страница должна иметь одинаковые поля: размер левого поля — 30 мм, правого — 15 мм, верхнего и нижнего — по 20 мм;
- набор текста должен удовлетворять следующим требованиям: шрифт Times New Roman, кегль 12–14, межстрочный интервал — 1,5; текст форматируется по ширине страницы с применением автоматического переноса слов, первая строка с абзацным отступом 1,25 мм;
- шрифт печати должен быть прямым, черного цвета, одинаковым по всему объему текста;
- все страницы текста ПЗ, включая иллюстрации и приложения, должны иметь сквозную нумерацию. Титульный лист входит в общую нумерацию страниц, но номер на нем не проставляется. Номера страниц проставляются арабскими цифрами в правом нижнем углу или посередине страницы;
- в тексте используется «длинное тире», его клавиатурное сочетание в MS Word — <Ctrl + Alt + минус> на дополнительной клавиатуре;
- каждая глава отчета начинается с новой страницы. Названия глав (подглав) и параграфов печатаются полужирным шрифтом с абзацного отступа или по центру, прописными буквами, точка в конце названия не ставится, заголовки не подчеркиваются, в них не используются переносы.

При выставлении оценки** во время защиты учитывается:

- степень выполнения задания по работе;
- доля самостоятельной работы магистра над КР;
- обоснованность принятых решений в КР;

* Пр. ректора 239/03 от 30.03.2015. О введении в действие требования к выпускным квалификационным работам бакалавра, специалиста, магистра в системе многоуровневого образования УрФУ. Екатеринбург, 2015. 7 с.

** СМК-ПВД-7.5–01–112–2017. Положение о курсовом проектировании : утв. ректором УрФУ 21.04.2017. Екатеринбург, 2017. 13 с.

- правильность расчетов и качество оформления ПЗ;
- соблюдение графика выполнения КР;
- правильность и полнота ответов на вопросы при защите КР.

Повышенную оценку курсовой работы от 81 до 100 баллов можно получить при условии:

- выполнения расчета коэффициента скорости и коэффициента расхода для сопловой решетки и рабочей решетки регулирующей ступени, алгоритм которого приведен в табл. 2.6 и 2.7 (дополнительно максимально 4 балла);
- выполнения расчета для определения числа сопл при переменных режимах, если при максимальном режиме пар подается через 4 или 6 регулирующих клапанов (дополнительно максимально 5 баллов);
- выполнения расчета дополнительных режимов с полностью открытыми регулирующими клапанами, алгоритм которых приведен в табл. 4.4 (дополнительно максимально 5 баллов);
- выполнения расчета дополнительных режимов с частично открытыми регулирующими клапанами, алгоритм которого приведен в табл. 5.3 (дополнительно максимально 5 баллов).

Критерии оценивания курсовой работы и ее защиты при 100-балльной БРС приведены ниже:

- степень выполнения задания по работе:
 - тема КР не раскрыта (0 баллов);
 - тема проекта раскрыта фрагментарно (максимально 4 балла);
 - тема курсовой работы раскрыта, студент показал знание темы в рамках программы (максимально 8 баллов);
 - тема проекта раскрыта исчерпывающе, студент продемонстрировал глубокие знания, выходящие за рамки программы (максимально 10 баллов);
- доля самостоятельной работы магистра над КР:
 - работа шаблонная, показывающая формальное отношение студента (максимально 2 балла);
 - магистр проявил незначительный интерес к теме курсовой работы, не продемонстрировал самостоятельности в работе, не использовал возможности творческого подхода (максимально 5 баллов);
 - курсовая работа выполнена самостоятельно, демонстрирует серьезную заинтересованность магистра, применены элементы

- творчества, предпринята попытка представить личный взгляд на тему курсовой работы (максимально 8 баллов);
- курсовая работа отличается творческим подходом, собственным оригинальным отношением магистра к идее проекта (максимально 10 баллов);
 - обоснованность принятых решений в КР:
 - приняты необоснованные решения, нет списка использованных источников (максимально 2 балла);
 - приняты необоснованные решения, представленный объем информации незначителен, состоит из ограниченного числа однотипных источников (максимально 5 баллов);
 - принятые решения интуитивно верны, но объем представленной информации незначителен и состоит из ограниченного числа однотипных источников (максимально 8 баллов);
 - принятые решения верны, а для обоснования решения представлена достаточно полная информация из разнообразных источников (максимально 10 баллов);
 - правильность расчетов и качество оформления отчета:
 - в расчетах обнаружено более 5 ошибок, в текстовой части отсутствует установленный правилами порядок и четкая структура, допущены серьезные ошибки в оформлении отчета (максимально 2 балла);
 - в расчетах обнаружено менее 5 ошибок, расчеты выполнены верно, в текстовой части отсутствует установленный правилами порядок и четкая структура, допущены серьезные ошибки в оформлении отчета (максимально 5 баллов);
 - расчеты выполнены верно, предприняты попытки оформить отчет в соответствии с установленными правилами, придать ей соответствующую структуру (максимально 8 баллов);
 - расчеты выполнены верно, отчет отличается четким и грамотным оформлением в точном соответствии с установленными правилами (максимально 10 баллов);
 - соблюдение графика выполнения КР:
 - КР выполнена с большим опозданием (максимально 2 балла);
 - график не соблюдался, КР не закончена к контрольной дате в текущем семестре (максимально 5 баллов);
 - график не соблюдался, КР закончена к контрольной дате (максимально 8 баллов);

- график соблюдался (максимально 10 баллов);
- правильность и полнота ответов на вопросы при защите КР:
 - выявлены значительные пробелы в знании темы КР, дан неполный ответ, представляющий собой разрозненные знания по теме вопроса с существенными ошибками в определениях (максимально 10 баллов);
 - ответ демонстрирует знание темы КР в объеме, достаточном для продолжения обучения, дан полный, но недостаточно последовательный ответ на поставленный вопрос, и при этом показано умение выделить существенные и несущественные признаки и причинно-следственные связи; ответ логичен и изложен в терминах науки; могут быть допущены 1–2 ошибки в определении основных понятий, которые студент затрудняется исправить самостоятельно (максимально 30 баллов);
 - дан полный, развернутый ответ на поставленный вопрос, доказательно раскрыты основные положения темы КР; в ответе прослеживается четкая структура, логическая последовательность, отражающая сущность раскрываемых понятий, теорий, явлений. Ответ изложен литературным языком в терминах науки; в ответе допущены недочеты, исправленные студентом с помощью преподавателя; могут быть допущены недочеты или незначительные ошибки, исправленные студентом с помощью «наводящих» вопросов преподавателя (максимально 40 баллов);
 - дан полный, развернутый ответ на поставленный вопрос, показана совокупность осознанных знаний по теме КР; ответ формулируется в терминах науки, изложен литературным языком, логичен, доказателен, демонстрирует авторскую позицию студента; могут быть допущены недочеты в определении понятий, исправленные студентом самостоятельно в процессе ответа (максимально 50 баллов).

Приложение 2

Форма задания на курсовую работу*



Министерство образования и науки Российской Федерации.
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (УрФУ)
Институт _____
Кафедра/департамент _____

Задание на курсовой проект/работу

Студент _____

группа _____

специальность/направление подготовки _____

1. Тема курсового проекта/работы

2. Содержание проекта/работы, в том числе состав графических работ и расчетов

3. Дополнительные сведения

4. План выполнения курсового проекта/работы

Наименование элементов проектной работы	Сроки	Примечания	Отметка о выполнении

Руководитель _____/И. О. Фамилия/

* СМК-ПВД-7.5—01—112—2017. Положение о курсовом проектировании : утв. ректором УрФУ 21.04.2017. Екатеринбург, 2017. 13 с.

Приложение 3

Форма титульного листа пояснительной записки к курсовой работе*



Министерство образования и науки Российской Федерации.
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (УрФУ)
Институт _____
Кафедра/департамент _____

Оценка _____

Руководитель курсового
проектирования _____

Члены комиссии _____

Дата защиты _____

ОТЧЕТ о курсовой работе

по теме: _____

Студент: _____

(ФИО)

(Подпись)

Группа: _____

Екатеринбург

20____

* СМК-ПВД-7.5–01–112–2017. Положение о курсовом проектировании. Екатеринбург, 2017. 13 с.

Приложение 4

Форма рецензии на курсовую работу

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина»

РЕЦЕНЗИЯ на курсовую работу (проект)

Студента _____ группы _____
(фамилия имя отчество)

Тема курсовой работы (проекта): _____

Модуль/дисциплина _____

1. Соответствие результатов выполнения работы целям и задачам курсового проектирования, результатам обучения по дисциплине/модулю

2. Оригинальность и самостоятельность выполнения работы _____

3. Полнота и глубина проработки разделов _____

4. Общая грамотность и качество оформления текстового документа и графических материалов _____

5. Вопросы и замечания _____

6. Общая оценка работы _____

Сведения о рецензенте:

ФИО _____

Должность _____

Место работы _____

Уч. звание _____ Уч. степень _____

Подпись _____ Дата _____

Учебное издание

Голошумова Вера Николаевна

**РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК
РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ
ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ**

Редактор И. В. Коршунова
Верстка О. П. Игнатьевой

Подписано в печать 28.02.2019. Формат 70×100/16.
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 12,6.
Уч.-изд. л. 7,37. Тираж 40 экз. Заказ 12

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: +7 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>



ГОЛОШУМОВА ВЕРА НИКОЛАЕВНА

Кандидат технических наук, доцент по специальности «Турбомашины и комбинированные установки», доцент кафедры «Турбины и двигатели» УрФУ.

Научный консультант по обеспечению высокой маневренности, надежности и долговечности паровых турбин за счет автоматизации пусковых и переходных режимов.

Научные работы ведутся по направлениям:

- исследование и численное моделирование теплового и термонапряженного состояния деталей паровых турбин;
- разработка и совершенствование технологии режимов остановки паровых турбин;
- разработка устройств и программ контроля теплового и термонапряженного состояния деталей паровых высокотемпературных цилиндров паровых турбин;
- разработка устройств и систем контроля переходных режимов работы турбоустановки в реальном времени.

Область применения результатов научных работ:

- современные всережимные энергетические тренажеры;
- эксплуатационная диагностика;
- автоматизация переходных режимов работы турбоустановки: осуществление пусковых операций по допустимому уровню напряжений в критических элементах турбомашин;
- комплексная модернизация паровых турбин.